



**School of  
Engineering**

IEFE Institut für Energiesysteme  
und Fluid-Engineering

IEFE Energy Papers, 9(2020), Nr. 1

---

## **Modellierung und experimentel- le Untersuchung eines CO<sub>2</sub>-Kälte- kreislaufs mit Multi-Ejektor-Block**

Masterthesis  
Fachrichtung Energy and Environment

Datum:	23. Juli 2020
Autor:	Yannick Biner
Betreuung:	Prof. Dr. Frank Tillenkamp
Kontakt:	<a href="mailto:bineryan@students.zhaw.ch">bineryan@students.zhaw.ch</a>

# Impressum

Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaften  
School of Engineering  
IEFE Institut für Energiesysteme und Fluid- Engineering  
Technikumstrasse 9  
CH-8400 Winterthur

[www.zhaw.ch/iefe](http://www.zhaw.ch/iefe)  
[info.iefe@zhaw.ch](mailto:info.iefe@zhaw.ch)

DOI: 10.21256/zhaw-2531

Alle Rechte vorbehalten

© Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaften, Winterthur, 2020

IEFE ist ein Institut der Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaften

## Kurzfassung

Eine thermodynamische Verlustquelle in Kompressionskälteanlagen ist das Expansionsventil. Die hohen Druckunterschiede bei  $CO_2$  als Arbeitsmedium sind prädestiniert für die Arbeitsentnahme bei der Expansion. Der Ejektor wird als eine vielversprechende Komponente zur Verringerung dieser Expansionsverluste angesehen.

Gegenstand der Arbeit ist ein Vergleich zwischen einer  $CO_2$  - Kälteanlage mit Parallelverdichtung und Multi-Ejektor-Modul gegenüber eines herkömmlichen Kältekreislaufs mit paralleler Verdichtung. Gegliedert in einen modellbasierten Ansatz und einen experimentellen Teil, wird der Kreislauf betreffend der Systemperformance analysiert. Die experimentelle Untersuchung umfasst die Betrachtung bei verschiedenen Umgebungstemperaturen, Druckniveaus und Kälteleistung. Obschon die Förderleistung des Parallelverdichters mögliche Betriebszustände limitiert. Bezüglich des COP stellten die Messresultate unter Beachtung der Messunsicherheit keine Verbesserung mit Multi-Ejektor-Block dar. Dabei zeigten die untersuchten Zustände schlechtere Verdichtereffizienzen. Neben Messungen wurden numerische Kreislaufberechnungen durchgeführt. Bei identischen Kennfelder des Parallel- und Hauptverdichter stellten die Simulationen bei Umgebungstemperaturen von 36 °C und Ejektoreffizienz von 30 % eine Effizienzsteigerung von 11 % dar.

## Abstract

A source of thermodynamic losses in compression refrigeration systems is the expansion valve. The high pressure differences with regard to  $CO_2$  as a working medium are predestined for work recovery during expansion. The ejector is seen as a promising component to reduce these expansion losses.

The subject of the thesis is a comparison between a  $CO_2$  - refrigeration system with parallel compression and a multi-ejector module compared to a conventional refrigeration circuit with parallel compression. Structured into a model-based approach and an experimental part, the cycle system performance is analyzed. The experimental investigation covers the consideration at different ambient temperatures, pressure levels and cooling capacity. Although the capacity of the parallel compressor limits possible operating conditions. With regard to the COP, the measurement results, taking into account the measurement uncertainty, did not represent an improvement with the multi-ejector block. The investigated conditions showed poorer compressor efficiencies. In addition to measurements, numerical calculations were carried out. With identical characteristic diagram of the parallel and main compressor, the simulations at ambient temperatures of 36 °C and ejector efficiency of 30 % showed an increase in efficiency of 11 %.

# Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Institut für Energiesysteme und Fluid-Engineering der Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaft. Mit der Arbeit erschloss sich für mich ein bis dahin relativ unvertrautes Gebiet - die Kältetechnik. Das Verfassen der Masterarbeit war ein Prozess geprägt mit Rückschlägen, Fehlversuchen und Diskussionen. Obschon dadurch viele neue Erfahrung und Erkenntnisse gesammelt wurden.

An dieser Stelle möchte ich allen Personen danken, die mich bei der Arbeit unterstützt haben. Insbesondere bei meinem Betreuer, Prof. Dr. Frank Tillenkamp. Stefan Rohrer und Silvan Steiger bedanke ich mich für die Instruktion der  $CO_2$  - Kältemaschine. Messungen konnten jederzeit und unkompliziert im Kältelabor durchgeführt werden, daher gilt ein besonderer Dank an die gesamte Fachgruppe für Energiesystem.

# Symbolverzeichnis

## Lateinische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
$A$	Fläche	$[m^2]$
$a$	Durchmesser Verhältnis	$[-]$
$COP$	Coefficient of Performance	$[-]$
$c$	Schallgeschwindigkeit	$[m/s]$
$c_p$	spezifische Wärmekapazität	$[J/kg\ K]$
$d$	Durchmesser	$[m]$
$d_h$	Hydraulischer Durchmesser	$[m]$
$F_{Rsp}$	Korrekturfaktor Ringspaltströmung	$[-]$
$f$	Frequenz	$[Hz]$
$h$	spezifische Enthalpie	$[J/kg]$
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	$[W/m^2\ K]$
$k_L, k_v$	Koeffizienten Modell nach Brennen	$[-]$
$M$	Mach-Zahl	$[-]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[kg/s]$
$Nu$	Nusselt-Zahl	$[-]$
$Pr$	Prandtl-Zahl	$[-]$
$P$	Leistung	$[W]$
$p$	Druck	$[Pa]$
$p_h$	Hochdruck	$[Pa]$
$p_m$	Mitteldruck	$[Pa]$
$p_n$	Niederdruck	$[Pa]$
$\Delta p_{rec}$	Druckerhöhung $p_m - p_n$	$[Pa]$
$\dot{Q}$	Wärmestrom	$[W]$
$\dot{Q}_0$	Kälteleistung	$[W]$
$Re$	Reynolds-Zahl	$[-]$
$s$	spezifische Entropie	$[J/kg\ K]$
$T$	Temperatur	$[K]$
$T_{über}$	Überhitzung	$[K]$
$T_0$	Verdampfungstemperatur	$[K]$
$\Delta T_m$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	$[K]$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$[m^3/s]$
$V_{Hub}$	Hubvolumen	$[m^3]$
$v$	spezifisches Volumen	$[m^3/kg]$
$W_t$	technische Arbeit	$[W]$
$w$	Geschwindigkeit	$[m/s]$
$x$	Dampfgehalt	$[-]$

## Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$[W/m^2 K]$
$\alpha$	Volumenanteil	$[-]$
$\delta$	Wandstärke	$[m]$
$\zeta$	Druckverlustbeiwert	$[-]$
$\eta$	Wirkungsgrad	$[-]$
$\lambda$	Liefergrad (volumetrischer Wirkungsgrad)	$[-]$
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$[-]$
$\nu$	kinematische Viskosität	$[m^2/s]$
$\rho$	Dichte	$[kg/m^3]$
$\phi$	Entrainment Ratio	$[-]$

## Indizes

Symbol	Beschreibung
1, 2, 3...	Zustandspunkte
<i>AR</i>	Aussenrohr
<i>D</i>	Druckleitung
<i>E</i>	Energetisch
<i>el</i>	elektisch
<i>eje</i>	Ejektor
<i>fl</i>	flüssig
<i>GK</i>	Gaskühler
<i>HV</i>	Hauptverdichter
<i>IR</i>	Innenrohr
<i>in</i>	Inlet
<i>is</i>	isentrop
<i>krit</i>	kritische Grösse
<i>MS</i>	Mitteldrucksammler
<i>out</i>	Outlet
<i>PV</i>	Parallelverdichter
<i>red</i>	reduzierte Grösse
<i>Rsp</i>	Ringspaltströmung
<i>s</i>	Saugstrom
<i>SU</i>	Sauggasüberhitzer
<i>Sy</i>	System
<i>t</i>	Treibstrom
<i>th</i>	theoretisch
<i>throat</i>	Zustand im engsten Querschnitt
<i>Tur</i>	Turbine
<i>V</i>	Verdampfer
<i>Verd</i>	Verdichter
<i>Verl</i>	Verlust

---

## Abkürzungsverzeichnis

---

CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
FKW	Fluorkohlenwasserstoffe
GWP	Global Warming Potential
HTF	Heat Transfer Fluid
HPV	High Pressure Valve
IEFE	Institut für Energiesysteme und Fluid-Engineering
ODP	Ozone Depletion Potential
ZHAW	Zürcher Hochschule für angewandte Wissenschaften
ZP	Zustandspunkt



# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>V</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>VII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Ziele und Aufgabenstellung der Arbeit . . . . .	2
1.2 Aufbau der Arbeit . . . . .	2
<b>2 Theoretische Grundlagen</b>	<b>4</b>
2.1 Aufbau und Wirkungsweise eines Ejektors . . . . .	4
2.2 Drosselverluste . . . . .	5
2.3 Ejektor Parameter . . . . .	7
2.4 Vergleich verschiedener Schaltungen . . . . .	9
2.4.1 Einstufiger Kältekreislauf . . . . .	9
2.4.2 Booster Kältekreislauf . . . . .	10
2.4.3 Kältekreislauf mit Parallelverdichtung . . . . .	11
2.4.4 Kältekreislauf mit Parallelverdichtung und Ejektor . . . . .	11
<b>3 Kälteanlagen-Prüfstand</b>	<b>13</b>
3.1 Anlagenkomponenten . . . . .	13
3.2 Hochdruckregelung . . . . .	16
3.3 Massenstromberechnung bei Multi-Ejektor-Schaltung . . . . .	17
3.4 Berechnung der System-Performance . . . . .	18
3.4.1 Energetische Betrachtung . . . . .	18
3.4.2 Liefergrad und Verdichtereffizienz . . . . .	19
<b>4 Modellierung</b>	<b>21</b>
4.1 Gaskühler - Modell . . . . .	21
4.2 Sauggasüberhitzer - Modell . . . . .	24
4.3 Verdichter - Modell . . . . .	25
4.4 Mitteldrucksammler - Modell . . . . .	27
4.5 Ejektor - Modell . . . . .	28
4.5.1 Treibmassenstrom . . . . .	28
4.6 Kreislauf - Modell . . . . .	31
<b>5 Test Cases</b>	<b>35</b>
5.1 Kältemittelzustand am Ejektoraustritt . . . . .	35
5.2 Grenzbereich im transkritischen Anlagenbetrieb . . . . .	36
5.3 Test Cases der experimentelle Untersuchung . . . . .	38
<b>6 Resultate</b>	<b>40</b>
6.1 Resultate der experimentellen Untersuchung . . . . .	40
6.1.1 Multi-Ejektor Parameter . . . . .	40
6.1.2 Verdichter Parameter . . . . .	41
6.1.3 System Performance . . . . .	41
6.2 Resultate aus dem Simulationsmodell . . . . .	46
<b>7 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>48</b>

<b>Literatur</b>	<b>50</b>
------------------	-----------

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>53</b>
------------------------------	-----------

<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>55</b>
----------------------------	-----------

<b>A Anhang</b>	<b>i</b>
A.1 Originale Aufgabenstellung . . . . .	i
A.2 Komplettes Anlagenschema . . . . .	ii
A.3 Stoffdaten HTF (Antifrogen) . . . . .	ii
A.4 Messdaten der Test Cases . . . . .	vi
A.5 Messunsicherheit . . . . .	x

# 1 Einleitung

Der Einsatz von synthetischen Kältemitteln sind beteiligt an schwerwiegende Umweltprobleme wie der Treibhauseffekt oder der Abbau von Ozon in der Stratosphäre. Alleine durch Leckage gelangen 15 – 20 % der gesamten Füllmenge vom Kältemittel in die Umwelt [1]. Um diese schädlichen Auswirkungen abzumildern, hat das Interesse an der Verwendung natürlicher Kältemittel in den letzten Jahren stark zugenommen. Wo früher Arbeitsmittel einzig nach leistungsmaximierenden Aspekten ausgewählt wurden, spielen mittlerweile Umwelt- und Sicherheitsfaktoren eine stetig wachsende Rolle. Zusätzliche Abgaben einiger Länder auf den Kauf von Fluorkohlenwasserstoffe FKW – Kältemittel (z.B. Steuer auf R134a in Norwegen 55 Euro/kg, Schweden 35 Euro/kg, Dänemark 28.8 Euro/kg, Spanien 26 Euro/kg, Slowenien 6.5 Euro/kg) [2], ebenso Regulationen wie die EU F-Gas-Verordnung Nr. 517/2014 forcieren die Auswahl umweltfreundlicher Arbeitsmedien. Durch die F-Gas-Verordnung werden Kältemittel mit hohen GWP wie beispielsweise R134a limitiert. CO<sub>2</sub> als natürliches Kältemittel hat ein vernachlässigbares Treibhauspotential (Global Warming Potential GWP = 1) sowie kein Ozonabbaupotential (Ozone Depletion Potential ODP = 0), weiter ist es weder entflammbar noch toxisch. In Tabelle 1.1 ist das Ozonabbaupotential und Treibhauspotential einiger Kältemittel aufgelistet. Aufgrund seiner Umweltverträglichkeit und seiner guten Wärmeübertragungseigenschaften gehört CO<sub>2</sub> zu den vielversprechendsten Arbeitsfluide in der Lebensmittelindustrie und ist weit verbreitet in Europa [3]. Rechtliche Schritte trugen nicht zuletzt dazu bei, dass installierte CO<sub>2</sub> - Kälteanlagen um das 3-fache in der EU, Dänemark und der Schweiz im Zeitraum von 2013 - 2016 zugenommen hat und weiter steigt [4].

Neben diesen ökologischen Aspekten weist CO<sub>2</sub> als Kältemittel folgende Vorteile auf. Es ist thermisch stabil, hat eine hohe spezifische volumetrische Kältearbeit (Anlagenkomponente wie Rohrleitungen und Wärmeübertrager können kleiner dimensioniert werden), niedrige Viskosität (Reduzierung der Druckverluste) und der Einsatz im Tiefkühlbereich ist möglich. Als Nachteil können die, bei der konventionellen Rückkühlung (meist Luftkühlung) sehr hohen Drucklagen bei Umgebungstemperatur genannt werden. Die Anlagenkomponenten müssen entsprechend auf hohe Drücke ausgelegt werden [5].

Wärmeaustausch über einer Temperaturdifferenz in den Wärmeübertrager, Irreversibilität im Kompressor und Drosselvorgänge in den Expansionsventilen sind nach KORNHAUSER [7] die grössten thermodynamischen Verlustquellen bei Kompressionskälteanlagen. Hohe Umgebungstemperatur führen, aufgrund der tiefen kritischen Temperatur (30.98 °C) von CO<sub>2</sub>, zu einem transkritischen Betrieb um Wärme an die Umgebung abzuführen. Parallel steigt auch der Druck. Folglich liegt ein grosser Druckabfall über dem Expansionsventil an und verursacht hohe Drosselverluste (siehe Kapitel 2.2). Die hohen Arbeitsdrücke und insbesondere die grossen Druckunterschiede machen CO<sub>2</sub> zu einem idealen Arbeitsmedium zur Rückgewinnung technischer Ar-

Kurzzeichen	Chemischer Name	ODP	GWP
R11	Trichlorfluormethan	1	4680
R12	Dichlordifluormethan	0.82	10720
R23	Trifluormethan	0.0004	14310
R134a	1,1,1,2-Tetrafluorethan	0.000015	1410
R245fa	1,1,1,3,3-Pentafluorpropan	0	950
R717	Ammoniak	0	0
R744	Kohlendioxid	0	1

**Tabelle 1.1** – Ozonabbaupotential relativ zu R11 und Treibhauspotential relativ zu CO<sub>2</sub> (Zeithorizont 100 Jahre) gängiger Kältemittel [6]

beit bei der Expansion [3] [8].

Wird das Expansionsventil durch ein arbeitsleistendes Gerät ersetzt, verändert sich die isenthalpe Expansion in Richtung einer isentropen Zustandsänderung und demnach zum Ideal. Zusätzlich reduziert sich die Enthalpie vom Kältemittel beim Verdampfereintritt, was die Kälteleistung erhöht. Schliesslich können Wärmekraftmaschinen den Kompressor entlasten. Möglich wären Expansionsmaschinen wie Turbinen, diese sind jedoch anfällig für Schaden bei Zweiphasenströmungen und teuer. Demgegenüber sind Ejektoren billig, wartungsarm da keine bewegten mechanischen Bauteile eingesetzt werden, sowie unempfindlich auf Mehrphasenströmung [9] [2] [3] [7] [10].

Transkritische CO<sub>2</sub>-Kühlsysteme in Supermarktanwendungen haben sich in den letzten Jahren als führende Fluorkohlenwasserstofffreie Technologie herausgebildet. Rund 3 – 4 % des jährlichen elektrischen Stromverbrauchs fallen in Industrieländer auf Supermärkte und davon etwa 35 – 50 % auf die Kühlsysteme [11] [12]. Der Bedarf an effiziente und optimierte Kühlsysteme im Supermarktsektor ist entsprechend hoch. Die Rückgewinnung von Wärme aus CO<sub>2</sub>-Kühlsysteme ist eine attraktive Alternative. Wobei vermehrt auf „All-in-One“-Konzepte fokussiert wird, sprich der Kühlung, Heizung, Warmwasser und Klimatisierung des Supermarktes kombiniert in einer einzigen Anlage.

## 1.1 Ziele und Aufgabenstellung der Arbeit

Im Rahmen der Masterarbeit sollen experimentelle Untersuchungen am Laborprüfstand durchgeführt werden. Der Einfluss einer Ejektor-Schaltung auf das Betriebsverhalten soll geklärt werden. In letzter Konsequenz soll die Frage beantwortet werden, unter welchen Parameter der Einsatz eines Ejektors gegenüber einer Standardschaltung mit Parallelverdichtung Vorteile besitzt. Zusammen mit der Scheco AG wurde beschlossen nur transkritische Betriebszustände zu betrachten, da eine grössere Verbesserung im Ejektor Betrieb zu erwarten ist. Zusätzlich sollte ein Simulationsmodell für den Ejektor Betrieb ausgearbeitet werden. Zusammenfassend können folgende Teilaufgaben herausgelöst werden, die in der Arbeit abgearbeitet werden sollen:

- Literaturrecherche zu CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen mit und ohne Ejektor
- Einarbeitung bei der CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen im Kälteprüfstand des IEFE
- Aufbau und Validierung eines Simulationsmodells für den Ejektorbetrieb
- Definition von Test-Cases
- Experimentelle Untersuchungen und Interpretation der Ergebnisse

Die originale Aufgabenstellung ist im Anhang unter Kapitel A.1 abgelegt.

## 1.2 Aufbau der Arbeit

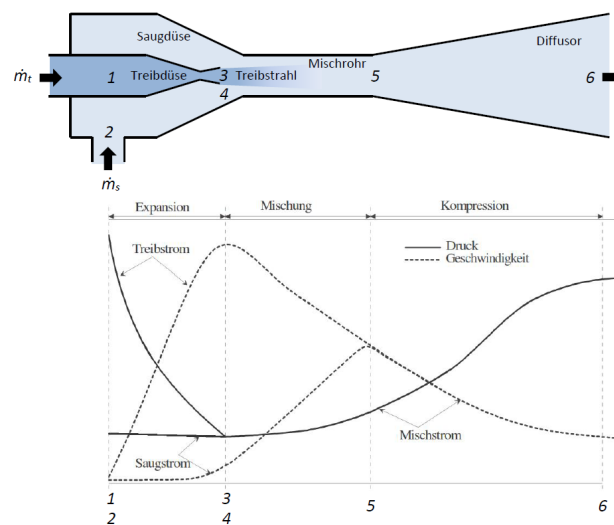
Theoretische Grundlagen, experimentelle Untersuchung und Modellierung bilden die thematischen Schwerpunkte der Arbeit. Vorgängig werden theoretische Grundlagen erarbeitet, Kapitel 2 behandelt den Aufbau und Wirkungsweise von Ejektoren, Ejektor-Parameter, ebenso Drosselverluste bei der Expansion und schliesslich ein Vergleich einiger Schaltungsanordnungen. Kapitel 3 befasst sich mit der Versuchsanlage im Detail, die einzelnen Komponenten werden im Unterkapitel 3.1 beschrieben, zusätzlich wird die Berechnung der Massenströme bei der Ejektorschaltung und die Hochdruckregelung des Danfoss-Reglers aufgezeigt. Kapitel 4 thematisiert die Modellierung des Kreisprozess mit und ohne Ejektor. Die Modellierung der einzelnen Anlagenkomponenten erfolgt in den Unterkapitel 4.1 - 4.5. Anschliessend folgt in Kapitel 5 die Definition von Test Cases für die experimentelle Untersuchung. Vorgängig wird der Grenzbereich

im transkritischen Betrieb beider Schaltungsvarianten dargestellt. Resultate aus den Messungen und Simulationen werden in Kapitel 6 aufgezeigt und bewertet die Ejektor-Schaltung gegenüber herkömmlichen Anlage mit Parallelverdichtung. Abschliessend fasst Kapitel 7 die Erkenntnisse zusammen und gibt einen Ausblick für weitere Untersuchungen an der Laboranlage.

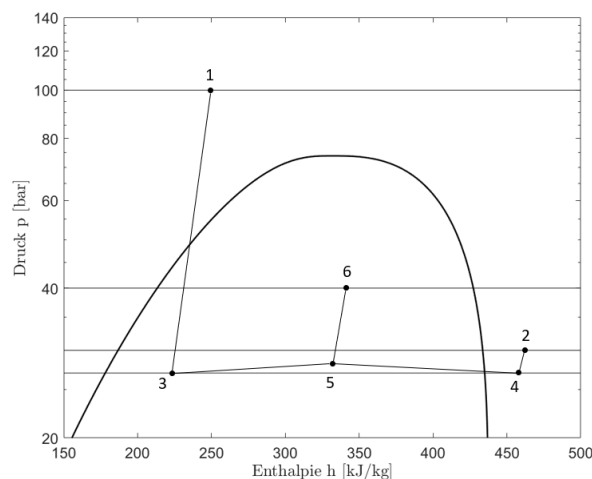
## 2 Theoretische Grundlagen

### 2.1 Aufbau und Wirkungsweise eines Ejektors

Im realen Ejektor ist das Kältemittel aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit weder im thermodynamischen noch im mechanischen Gleichgewicht [7]. Die physikalischen Phänomene sind sehr komplex und bis anhin analytisch und experimentell nur unzureichend bestimmt [10]. Nichtsdestotrotz werden die Vorgänge in einem Dampfstrahl-Ejektor nachfolgend phänomenologisch beschrieben. Abbildung 2.1 zeigt schematisch einen Ejektor, sowie den Druck- und Geschwindigkeitsverlauf. Den dazugehörige Prozess im Druck-Enthalpie-Diagramm kennzeichnet Abbildung 2.2.



**Abbildung 2.1** – Schematische Darstellung eines Ejektors und prinzipieller Druck- und Geschwindigkeitsverlauf - in Anlehnung an CIZUNGU [13]



**Abbildung 2.2** – Zustandsänderung innerhalb eines Ejektors im log(p)-h-Diagramm

Durch die Treibdüse wird das Treibmedium expandiert und beschleunigt, dadurch sinkt der statische Druck. Das Treibmedium expandiert und verdampft teilweise bei dem tieferen Druck  $p_3$ . Am Austritt der Treibdüse und im ersten Teil des Mischrohrs kann Überschallgeschwindigkeit herrschen. Der Druck am Austritt der Düse ebenso wie im ersten Teil des Mischrohrs sinkt unter

Bezeichnung	Treibstrahl	Saugstrom	Austretender Strom	Hinweis
Dampfstrahl-Ejektor	Dampf	Dampf	Dampf	Zweiphasenströmung und Verdichtungsstösse möglich
Flüssigkeitsstrahl-Ejektor	Flüssigkeit	Flüssigkeit	Flüssigkeit	Einphasige Strömung, keine Verdichtungsstösse
Kondensations-Ejektor	Dampf	Flüssigkeit	Flüssigkeit	Verflüssigung des Treibstroms, Verdichtungsstösse möglich
Zweiphasen-Ejektor	Flüssigkeit	Dampf	zweiphasig	Zweiphasenströmung, Verdichtungsstösse möglich

**Tabelle 2.1** – Klassifizierung Ejektor anhand Aggregatzustände nach BESAGNI, MEREU UND INZOLI [14]

den Druck am Eintritt der Saugdüse  $p_2$ . Dadurch kann ein weiterer Massenstrom  $\dot{m}_s$  angesaugt werden. Der Saugstrom beschleunigt durch die Saugdüse und trifft anschliessend auf den Treibstrom. In Punkt 3 bzw. 4 (Abbildung 2.1) sind die Drücke identisch, die Geschwindigkeit  $w_3$  ist grösser als  $w_4$ . Impulsaustausch, als Folge der Geschwindigkeitsgradienten bedingten Scherkräfte, findet zwischen den beiden Strömen statt. Durch den Impulsaustausch wird der Treibstrom gebremst und der angesaugte Strom beschleunigt. Zusätzlich mischen sich die beiden Ströme im Mischrohr und es bildet sich der Mischstrom. Bereits im Mischrohr steigt der Druck entlang der Strömungsrichtung. Der Diffusor im letzten Abschnitt des Ejektors setzt ein Teil der kinetischen Energie in Druckenergie um. Das Druckniveau am Austritt  $p_6$  liegt über dem Ansaugdruck  $p_2$ . Unter dem Wirkprinzip eines Ejektors kann also die Ansaugung und Komprimierung eines zweiten Massenstroms verstanden werden, wobei ein Teil der Arbeitsfähigkeit des eintretenden Treibstroms genutzt wird. Eine gegebene Menge an Energie, die beim Ejektor-eintritt der Treibströmung enthalten ist, kann entweder eine große Ansaugströmung über eine kleine Druckdifferenz komprimieren oder umgekehrt [8].

Der energetische Aufwand zur Förderung eines Teilstroms entfällt durch den Einsatz eines Ejektors. Ebenso wird durch die Druckerhöhung der Verdichter entlastet. In beiden Fällen erhöht sich die Anlageneffizienz. Wie hoch die Effizienzsteigerung von Kälteanlagen mit Hilfe von Ejektoren ist, hängt vom Ejektordesign, Anlagendesign, Betriebsbedingungen sowie vom verwendeten Kältemittel ab.

Je nach Anwendung werden unterschiedliche Ejektoren eingesetzt. Eine konvergente Form der Treibdüse sofern der Ejektor im Unterschall arbeitet oder eine konvergent-divergente Düsenform für Überschallströmungen und als Sonderform dessen, eine Laval-Düse. Eine Klassifizierung nach Aggregatzuständen ist in der Literatur zu finden, beispielsweise die in Tabelle 2.1 dargestellte Unterteilung. In Flüssigkeitsstrahl-Ejektoren sind Verdichtungsstösse ausgeschlossen [10].

## 2.2 Drosselverluste

Die nachfolgende Beschreibung lehnt sich auf die Ausführungen von TISCHENDORF [10] an. Zur Darstellung der Drosselverluste wird die Durchströmung einer Blende (Abbildung 2.3) und einer Düse (Abbildung 2.4) betrachtet. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik angewendet auf ein stationäres, adiabates System ohne Änderung der Höhe zeigt Gleichung 2.1. Hohe Geschwindigkeit beim Durchströmen von Düsen oder Blenden führt auf untergeordnete Wärmeströme, welche pro Fluidmassenstrom über Strömungskanäle übertragen werden können und folglich auf annähernd adiabate Systeme.

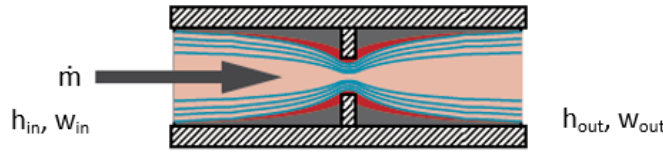


Abbildung 2.3 – Durchströmung einer Blende [10]

$$0 = \sum_i \left[ \dot{m} \left( h + \frac{w^2}{2} \right) \right]_i \quad (2.1)$$

Während der Beschleunigung (bis Querschnittsverengung der Blende) wird ein Teil der Energie bereits dissipiert. Anschliessend wird die durch die Beschleunigung geschaffene kinetische Energie durch Reibung wieder dissipiert. Sind die Geschwindigkeitsunterschiede zwischen Ein- und Austritt vernachlässigbar, kann eine isenthalpe Zustandsänderung vorausgesetzt werden, vgl. Gleichung 2.2. Der isenthalpe Expansionsprozess wird als Drosselung bezeichnet. In der untersuchten Kälteanlage entspricht es der Zustandsänderung über den Expansionsventilen.

$$h_{in} = h_{out, isenthalp} \quad (2.2)$$

Im Gegensatz zur isenthalpen, adiabaten Drosselung wird bei einer isentropen Expansion die kinetische Energie nicht dissipiert. Diese theoretische Zustandsänderung wird durch eine ideale Düse erzielt. Bei Vernachlässigung der Reibung findet eine isentrope Expansion in der Düse statt. Demgegenüber findet im Ejektor anfänglich eine reibungsbehaftete Expansion in der Saug- und Treibdüse statt. Bei dieser nicht-isentropen Zustandsänderung ist die Geschwindigkeit an den jeweiligen Düsenaustritten geringer, da während der Beschleunigung des Kältefluids dissipative Effekte einen Einfluss haben.

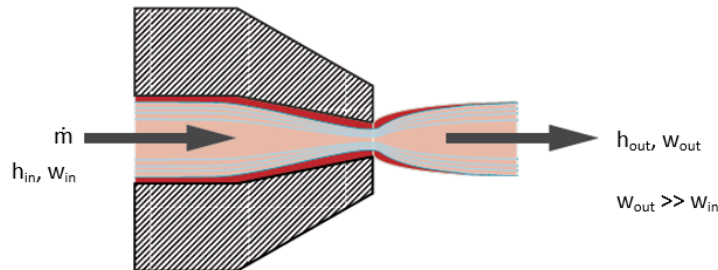


Abbildung 2.4 – Durchströmung einer Düse [10]

Aus der Energiegleichung (Gleichung 2.1) gilt für eine isentrope, adiabate Düsenströmung und bei Vernachlässigung von  $w_{in}$  ( $w_{out} \gg w_{in}$ ):

$$h_{in} = h_{out, is} + \left( \frac{w_{out}^2}{2} \right) \quad (2.3)$$

Entsprechend Gleichung 2.3 wird die spezifische Enthalpie  $h_{out}$  um den Anteil reduziert, um dessen sich die spezifische kinetische Energie erhöht. Aus Gleichung 2.2 und 2.3 folgt, dass bei der adiabaten Drosselung der Anteil an dissipierter Energie gleich dem Anteil der kinetischen Energie bei isentropen Zustandsänderung ist (Gleichung 2.4). Dabei repräsentiert  $\Delta h_{Verl}$  die Enthalpiedifferenz zwischen isenthalper und isentropen Zustandsänderung und folglich den Verlustanteil.



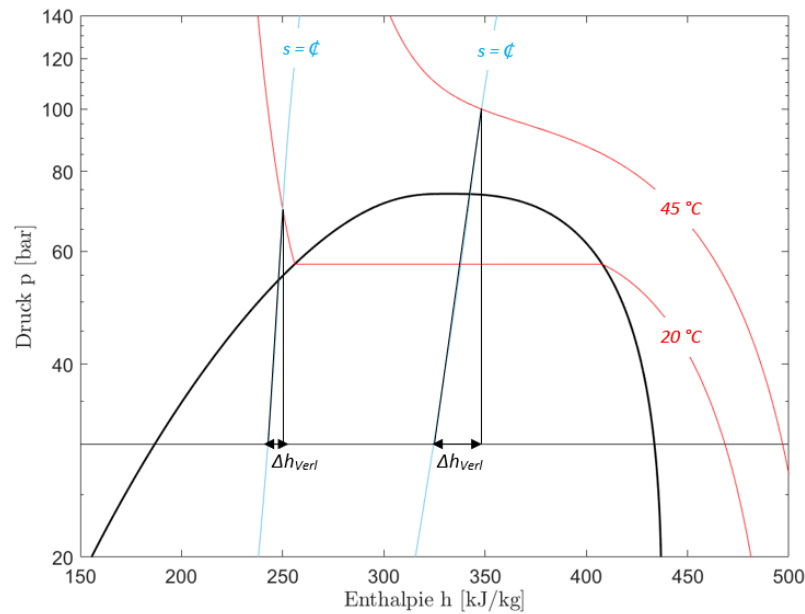


Abbildung 2.5 – Drosselverlust bei Expansion

$$\Delta h_{Verl} = h_{out, isenthalp} - h_{out, is} = \left( \frac{w_{out}^2}{2} \right) \quad (2.4)$$

In einem Kreislauf mit Expansionsventil wird die spezifische Kälteleistung um diesen Drosselverlust reduziert. Der Ejektor kann die Drosselverluste reduzieren, entsprechend verlagert sich die Zustandsänderung in Richtung Isentrope. Bei höherem Druck und Temperatur am Eintritt steigen die Drosselverluste, veranschaulicht im p-h-Diagramm einer Expansion in Abbildung 2.5. In Kälteanlagen ist dies bei hohen Umgebungstemperaturen der Fall. Demnach ist das Verbesserungspotential mit Ejektoren höher, umso höher die Umgebungstemperaturen sind [2] [1] [3] [15] [16]. Isentropen verlaufen mit steigender Enthalpie flacher. Für konstante Druckdifferenzen und höhere Eintrittstemperatur steigen die Drosselverluste.

Die thermophysikalischen Eigenschaften von CO<sub>2</sub> als Kältemittel setzen hohe Betriebsdrücke und Druckdifferenzen voraus. Folglich sind Drosselverluste bei CO<sub>2</sub> – Kältekreisläufen besonders hoch. TISCHENDORF [10] zeigt in seiner Dissertation, dass die pro Kälteleistung hervorgerufenen Drosselverluste um Faktoren von ca. 2 (R404A, R407C) bis etwa 6 (R134a, Ammoniak) höher sind, als bei anderen Kältemittel. Als Vergleich dient ein Wärmepumpen-System zur Erwärmung von Wasser mit identischem Pinch-Point und Verdichtereffizienz. Als Eintrittstemperaturen des Wassers werden 20 °C, 25 °C, 30 °C und 35 °C sowie die Erwärmung des Wassers auf 60 °C, 50 °C, 40 °C und 30° untersucht. Das Potential von Ejektoren zur Reduzierung der Drosselverluste ist bei CO<sub>2</sub> – Kälteanlagen höher als bei anderen Kältemittel, vor allem bei einer transkritischen Betriebsweise.

### 2.3 Ejektor Parameter

Der Ejektor kann durch drei charakteristische Parameter beschrieben werden: Druckrückgewinn  $\Delta p_{rec}$  (Pressure Recovery), Massenstromverhältnis  $\phi$  (Entrainment Ratio) und Ejektoreffizienz  $\eta_{eje}$ . Zusätzliche Arbeit die bei der Entspannung des Treibstrahls entnommen wird, erhöht entweder das Entrainment Ratio oder den Druckrückgewinn [17] [18]. Der Druckrückgewinn entspricht der Druckerhöhung, welche der Saugstrom beim Durchströmen des Ejektors erfährt,

also die Differenz zwischen Austrittsdruck  $p_{eje,out}$  und Saugdruck  $p_s$ , Gleichung 2.5.

$$\Delta p_{rec} = p_{eje,out} - p_s \quad (2.5)$$

Ausgedrückt im entrainment ratio ist das Verhältnis von Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  zu Treibmassenstrom  $\dot{m}_t$  (Gleichung 2.6).

$$\phi = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} \quad (2.6)$$

In der Literatur ist keine einheitliche Definition der Ejektoreffizienz vorhanden. Beispielsweise gibt KORNHAUSER [7] bei seiner numerischen Untersuchung Wirkungsgrade für einzelne Abschnitte des Ejektors (z.B. Treibdüse, Saugdüse, Mischrohr und Diffusor) an. Derartige Definitionen sind bei einer experimentellen Untersuchung nicht zweckmässig, da eine messtechnische Erfassung aufgrund von thermischem Ungleichgewicht, Phasenwechsel und Verdichtungsstösse innerhalb des Ejektors problematisch ist. Daher wurde erstmals von KÖHLER [19] eine Definition vorgestellt, welche einzig einfach messbare Grössen am Ein- und Austritt berücksichtigt. Grundlage ist ein Analogiemodell gemäss Abbildung 2.6, der dazugehörige Prozess im p-h-Diagramm zeigt Abbildung 2.7. Der Treibstrom  $\dot{m}_t$  wird von  $p_t$  auf  $p_{eje,out}$  mittels einer Turbine entspannt. Die gewonnene Arbeit  $W_t$  wird vom Verdichter genutzt, um den Saugstrom von  $p_t$  auf  $p_{eje,out}$  zu komprimieren.

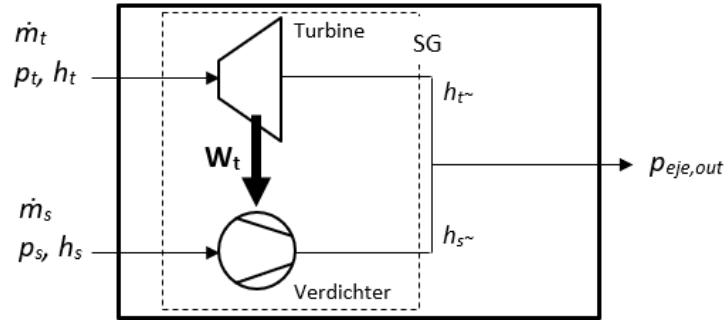


Abbildung 2.6 – Analogiemodell des Ejektors zur Beschreibung des Wirkungsgrades

Der isentrope Wirkungsgrad der Turbine und Verdichter zeigt Gleichung 2.7 und 2.8.

$$\eta_{Tur,is} = \frac{h_t - h_{t\sim}}{h_t - h_{t,is}} \quad (2.7)$$

$$\eta_{Verd,is} = \frac{h_{s,is} - h_s}{h_{s\sim} - h_s} \quad (2.8)$$

Der Ejektorwirkungsgrad  $\eta_{eje}$  ist das Produkt der einzelnen Wirkungsgrade, daraus folgt Gleichung 2.9.

$$\eta_{eje} = \eta_{Tur,is} \eta_{Verd,is} = \frac{h_t - h_{t\sim}}{h_t - h_{t,is}} \frac{h_{s,is} - h_s}{h_{s\sim} - h_s} \quad (2.9)$$

Aus der Energiebilanz (Gleichung 2.10) über der Systemgrenze (SG siehe Abbildung 2.6) ergibt sich durch Umformen das Entrainment Ratio gemäss Gleichung 2.11.

$$\dot{m}_t h_t + \dot{m}_s h_s = \dot{m}_t h_{t\sim} + \dot{m}_s h_{s\sim} \quad (2.10)$$

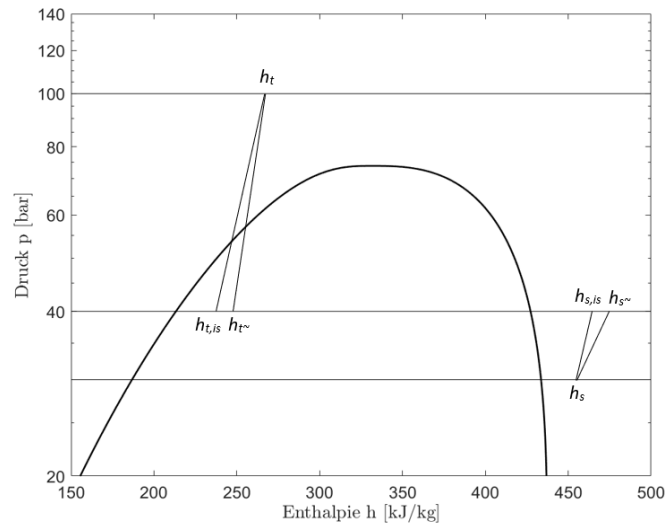


Abbildung 2.7 – Prozess des Analogiemodells im p-h-Diagramm

$$\phi = \frac{h_t - h_{t\sim}}{h_{s\sim} - h_s} \quad (2.11)$$

Eingesetzt in Gleichung 2.9 ergibt sich die Ejektoreffizienz zu:

$$\eta_{Eje} = \phi \frac{h_{s, is} - h_s}{h_t - h_{t, is}} \quad (2.12)$$

Die Ejektoreffizienz stellt die geleistete Verdichtungsarbeit ins Verhältnis zur maximal nutzbaren Expansionsarbeit. Die Effizienz kann bei bekanntem Massenstromverhältnis sowie Eintrittszustand und Austrittsdruck  $p_{eje, out}$  berechnet werden. Über die Vorgänge im Inneren des Ejektors werden keine Aussagen gemacht.

## 2.4 Vergleich verschiedener Schaltungen

Nachfolgendes Unterkapitel bezieht sich grösstenteils auf die Ausführungen von LENGGENHAGER [20]. Es werden Verschaltungsvarianten, welche für das Verständnis der folgenden Arbeit hilfreich sind, kurz aufgezeigt.

### 2.4.1 Einstufiger Kältekreislauf

Die einfachste Form einer Kompressionskältemaschine besteht aus zwei Wärmeübertrager (Gaskühler, Verdampfer), einem Verdichter und einem Drosselorgan (Abbildung 2.8). Es sind nur zwei Druckstufen vorhanden. Das Kältemittel durchläuft folgende Zustandsänderungen:

- 1 → 2: Polytrope Verdichtung auf ein höheres Druckniveau
- 2 → 3: Annähernd isobare Kühlung des Kältemittels
- 3 → 4: Isenthalpe Expansion auf das untere Druckniveau
- 4 → 1: Annähernd isobare Verdampfung des Kältemittels

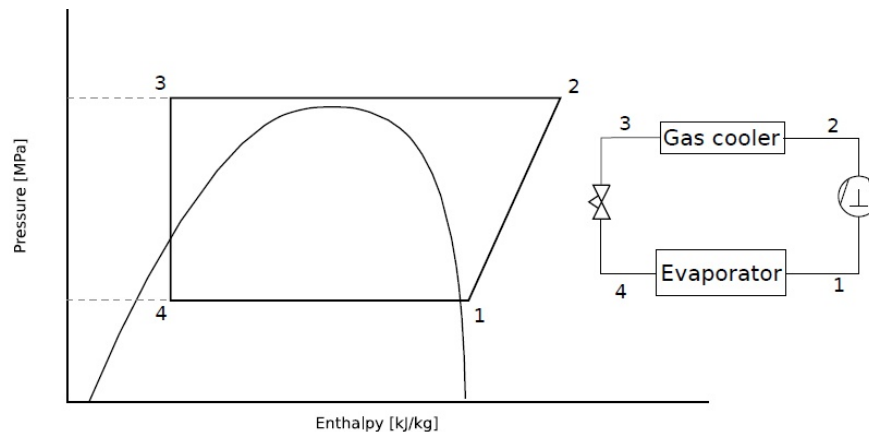


Abbildung 2.8 – Einstufiger Kältekreislauf [20]

### 2.4.2 Booster Kältekreislauf

Das Booster System ist schon komplexer als das einstufige System. Es sind drei Druckstufen vorhanden: Hochdruck  $p_h$ , Mitteldruck  $p_m$  und Niederdruck  $p_n$ . Gegenüber dem einstufigen Prozess ist zusätzlich ein Abscheider (Flash Tank) und zwei Expansionsventile vorhanden. Nach der Drosselung vom Hoch- auf den Mitteldruck trennen sich die Phasen im Abscheider. Die stufenweise Drosselung und Phasentrennung verringert den Dampfgehalt am Verdampfereintritt. Dadurch verbessert sich die Effizienz des Verdampfers.

- 1 → 2: Polytrope Verdichtung auf Hochdruck
- 2 → 3: Annähernd isobare Kühlung des Kältemittels
- 3 → 4: Isenthalpe Expansion auf Mitteldruck
- 4 → 4a,b: Trennung der gasförmigen und flüssigen Phase
- 4a → 5: Isenthalpe Expansion des flüssigen Kältemittels auf Niederdruck
- 4b → 1: Isenthalpe Expansion des gasförmigen Kältemittels auf Niederdruck
- 5 → 1: Annähernd isobare Verdampfung des Kältemittels

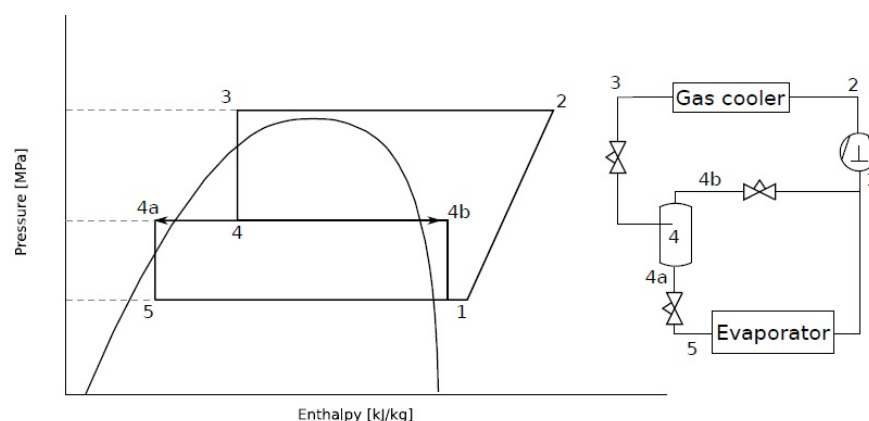


Abbildung 2.9 – Booster Kältekreislauf [20]

### 2.4.3 Kältekreislauf mit Parallelverdichtung

Kreislauf mit Parallelverdichtung kennzeichnet sich durch einen oder mehrere zusätzliche Verdichter aus. Anstatt das Flash Gas zuerst auf den Niederdruck zu drosseln (Booster System), komprimiert der parallele Verdichter von Mittel- auf Hochdruck. Der Parallelverdichter muss eine kleinere Druckerhöhung leisten und für gewöhnlich weniger Kältemittel als der Hauptverdichter fördern. Diese Schaltung dient in der nachfolgenden Arbeit als Bezugssystem.

- 1 → 2a: Polytrope Verdichtung im Hauptverdichter von Nieder- auf Hochdruck
- 2 → 3: Annähernd isobare Kühlung des Kältemittels
- 3 → 4: Isenthalpe Expansion auf Mitteldruck
- 4 → 4a,b: Trennung der gasförmigen und flüssigen Phase
- 4a → 5: Isenthalpe Expansion des flüssigen Kältemittels auf Niederdruck
- 4b → 2b: Polytrope Verdichtung im Parallelverdichter von Mittel- auf Hochdruck
- 5 → 1: Annähernd isobare Verdampfung des Kältemittels

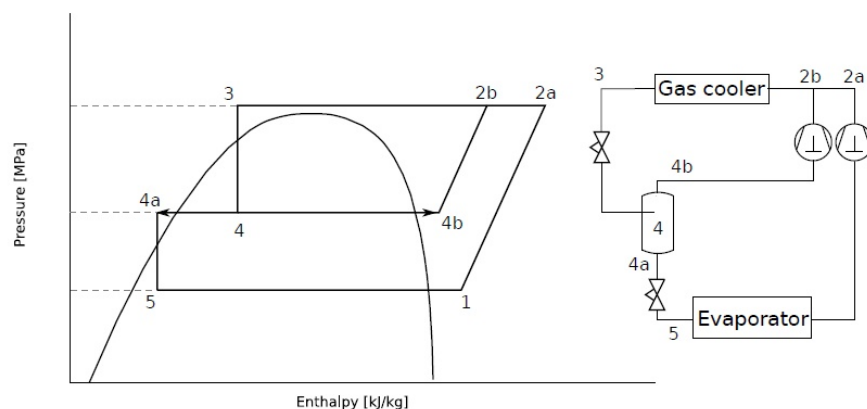
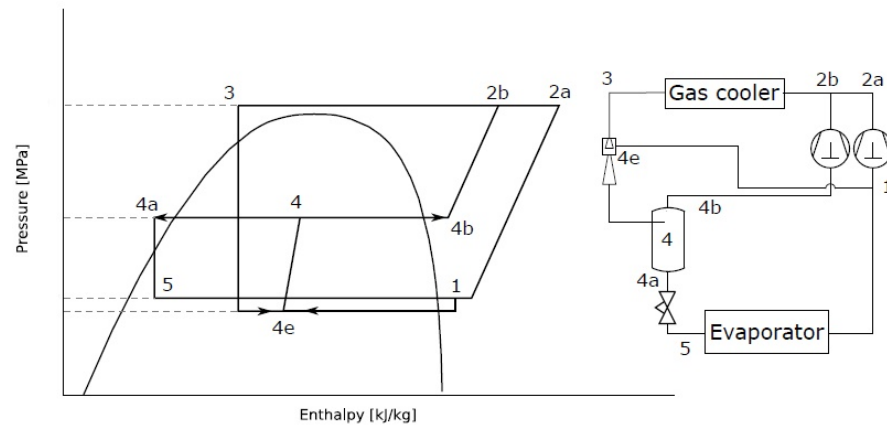


Abbildung 2.10 – Kältekreislauf mit Parallelverdichtung [20]

### 2.4.4 Kältekreislauf mit Parallelverdichtung und Ejektor

Bei dieser Schaltung wird das Hochdruck-Expansionsventil, als HPV (High Pressure Valve) bezeichnet, durch einen Ejektor ersetzt. Die Last des Hauptverdichters wird dank der generierten Arbeit bei der Expansion des Treibstrahls reduziert. Ein Teil des Massenstroms hinter dem Verdampfer wird durch den Ejektor angesaugt.

- 1 → 2a: Polytrope Verdichtung im Hauptverdichter von Nieder- auf Hochdruck
- 1 → 4e: Ansaugung eines Teils des Verdampfer-Massenstrom und Expansion in der Saugdüse des Ejektors
- 2 → 3: Annähernd isobare Kühlung des Kältemittels
- 3 → 4e: Expansion in der Treibdüse des Ejektors
- 4e → 4: Mischung und anschließende Druckerhöhung im Diffusor auf Mitteldruck
- 4 → 4a,b: Trennung der gasförmigen und flüssigen Phase
- 4b → 2b: Polytrope Verdichtung im Parallelverdichter von Mittel- auf Hochdruck
- 4a → 5: Isenthalpe Expansion des flüssigen Kältemittels auf Niederdruck
- 5 → 1: Annähernd isobare Verdampfung des Kältemittels



**Abbildung 2.11** – Kältekreislauf mit Parallelverdichtung und Ejektor [20]

## 3 Kälteanlagen-Prüfstand

Die untersuchte CO<sub>2</sub> – Kälteanlage ist eine Testanlage im Kältelabor des Instituts IEFE der ZHAW. Abbildung 3.1 zeigt das Anlagenschema inklusive der Messinstrumentierung (m - Massenstrommessung, V – Volumenstrommessung, T - Temperaturmessung, p - Druckmessung) sowie die Nummerierung der Zustandspunkte. Ein vollständiges Schema ist im Anhang in Abbildung A.1 beigelegt. Bei Bedarf können zusätzliche Komponenten dazugeschaltet werden. Namentlich ein Enthitzer wärmeabgabeseitig, Unterkühler bei der Wärmeaufnahme, interner Wärmeübertrager und ein Expansionsventil zur Entspannung des Flash Gases auf die untere Drucklage, um ein Betrieb mit Flash Gas Einspritzung zu ermöglichen. Im Bestreben einen möglichst einfachen Kreislauf zu analysieren, werden diese Komponenten mit Hilfe von Absperrventilen umgangen. In der vorliegenden Arbeit wird lediglich die Schaltung mit Hochdruck-Expansionsventil (HPV High Pressure Valve) oder Multi-Ejektor-Block als Drosselorgan betrachtet. Dazu wird entweder das HPV vollständig geschlossen (Multi-Ejektor-Schaltung) oder die Zuleitungen zum Multi-Ejektor-Block (HPV-Schaltung).

Sekundärseitig zirkuliert eine Mischung aus 30 % Antifrogen® N und 70 % Wasser als Wärmeträgerflüssigkeit (Heat Transfer Fluid HTF), um Wärme dem primären Kältekreislauf zu- und abzuführen. Antifrogen® N besteht aus Ethylenglycol, Wasser sowie organische und anorganische Additive, Stoffdaten sind im Anhang unter A.3 aufgeführt. CO<sub>2</sub> - Stoffdaten werden mit der Stoffdatenbank REFPROP [21] berechnet.

Geregelt werden die Vorlauftemperaturen und Volumenströme sekundärseitig im Gaskühler und Verdampfer, der Mitteldruck und die Verdampfungstemperatur. Die Frequenz der Verdichter kann mittels Frequenzumrichter fixiert werden. Die Regelung des Hochdrucks erfolgt nach optimalem COP, siehe Kapitel 3.2

### 3.1 Anlagenkomponenten

Der Gaskühler und der Verdampfer sind Plattenwärmetauscher mit Winkel-Wellen-Prägung. Diese werden jeweils im Gegenstrom vom Kältemittel und Wärmeträgerflüssigkeit durchströmt. Der Sauggasüberhitzer ist als koaxialer Rohr-in-Rohr Wärmetauscher im Gegenstrom ausgeführt. Die Geometrie zeigt Abbildung 3.2, welche von der Schecco AG bereitgestellt wurde (persönliche Kommunikation, 9. August 2019). Innen strömt CO<sub>2</sub> (Rohrströmung ZP 4 nach 5), aussen wird gesättigtes Gas aus dem Mitteldrucksammler überhitzt (Ringspaltströmung ZP 6" nach 6b).

Das Mitteldruck-Expansionsventil ist ein elektrisch betätigtes Regelventil der Firma Danfoss. Ebenfalls von Danfoss ist das Hochdruck-Expansionsventil. Es handelt sich um ein direktgesteuertes, über einen Stellantrieb angetriebenes Motorventil. Der Öffnungsgrad beider Drosselventile kann gesteuert werden, womit die Druckniveaus geregelt werden.

Im Mitteldrucksammler trennen sich die Phasen des Kältemittels, man spricht daher auch von einem Separator oder Abscheider. Flüssiges Kältemittel wird vom Hauptverdichter angesaugt und durchströmt dabei den Verdampfer. Kältemitteldampf wird vom Parallelverdichter angesaugt.

Installiert sind zwei CO<sub>2</sub> Hubkolbenverdichter. Die Drehzahlen werden über Frequenzumrichter angesteuert. Charakteristische Werte sind Tabelle 3.1 zu entnehmen. Die Förderleistung des Hauptverdichters beträgt ca. das 6 fache der Förderleistung des Parallelverdichters.

In der Testanlage ist ein Multi-Ejektor-Block der Firma Danfoss AG eingebaut. Dieser besteht aus vier Ejektoren mit unterschiedlichen Geometrien, verbaut in einem einzelnen kompakten Block, siehe Abbildung 3.3. Halbleiterrelais schalten unterschiedliche Anzahl und Kombinationen von Ejektoren um den Kapazitätsbedarf zu decken, dabei wird eine Auflösung des Massenstroms durch die Treibdüse von 125 kg/h erzielt (Tabelle 3.2). Im Gegensatz zu variablen

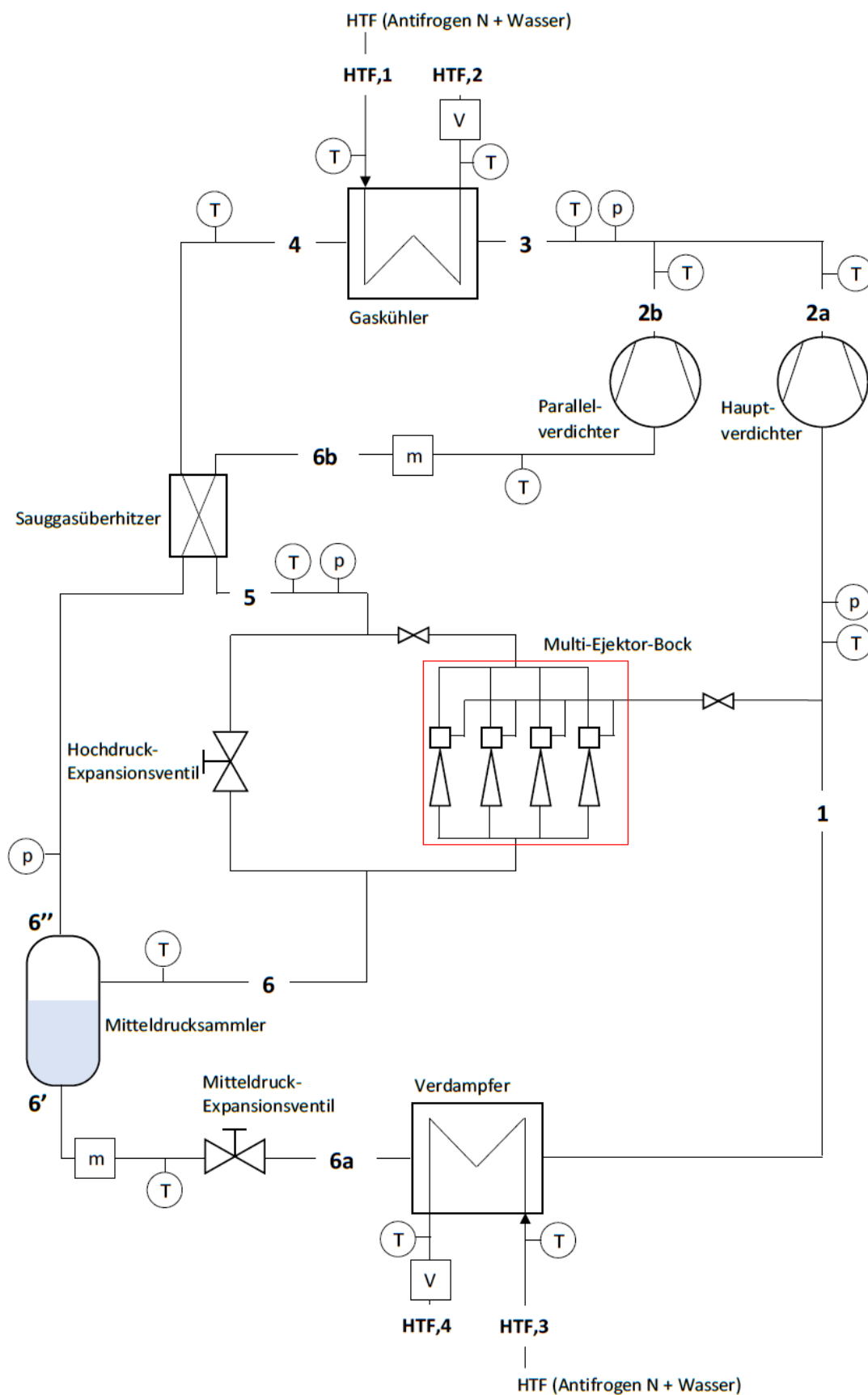


Abbildung 3.1 – Anlagenschema der Versuchsanlage



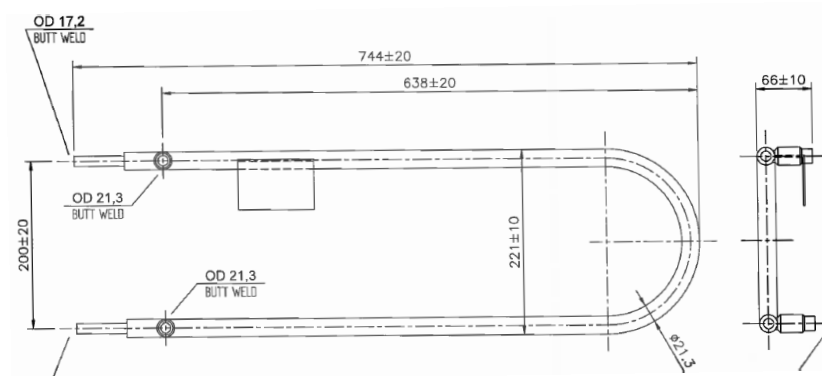


Abbildung 3.2 – Zeichnung Sauggasüberhitzer

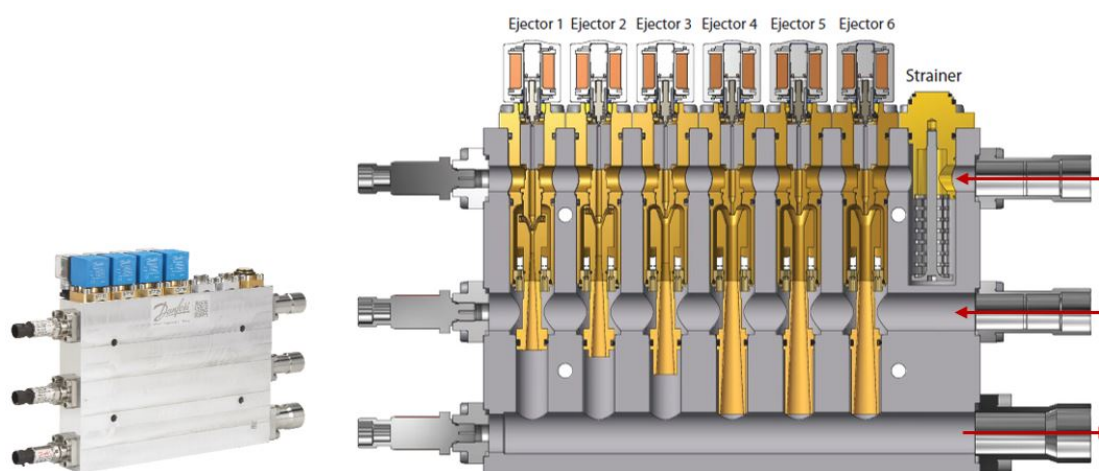


Abbildung 3.3 – Danfoss Multi-Ejektor-Block - rechts Schnittdarstellung mit 6 Ejektoren [22]

Ejektoren ist der Ejektor-Block mit seinen fixen Querschnitten und einer Kombination einzelner Ejektoren, nicht zu 100 % auf die geforderten Kapazitäten angepasst. Demgegenüber ermöglicht es die Anwendung standardisierter Ejektoren und die Charakteristik des Ejektors bleibt unabhängig von der Kapazität des Systems gleich.

Tabelle 3.3 fasst alle relevanten Anlagenkomponenten inklusive des Herstellers und Typs zusammen.

	Hauptverdichter	Parallelverdichter
Hersteller	Bitzer GmbH	Dorin AG
Verdichterart	Halbhermetischer Hubkolbenverdichter	Halbhermetischer Hubkolbenverdichter
Anzahl Zylinder	4	2
Frequenzbereich	30 - 70 Hz	30 - 85 Hz
Hubvolumenstrom bei 50 Hz	6.5 m <sup>3</sup> /h	1.12 m <sup>3</sup> /h

Tabelle 3.1 – Parameter des Haupt- und Parallelverdichter

	Ejektor 1	Ejektor 2	Ejektor 3	Ejektor 4
Treibmassenstrom [kg/h]	125	250	500	1000

Tabelle 3.2 – Massenstrom durch die Treibdüse bei 90 bar und 35 °C [23]

Komponente	Hersteller	Typ
Gaskühler	Alfa-Laval	AXP52-50H-F
Verdampfer	Alfa-Laval	CBXP52-60MDS-F
Sauggasüberhitzer	Klimal Italia	-
Hochdruck-Expansionsventil	Danfoss	ICMTS
Mitteldruck-Expansionsventil	Danfoss	CCM
Mitteldrucksammler	Klimal Italia	RCO
Hauptverdichter	Bitzer	4MTC-10K
Parallelverdichter	Dorin	CD180H Serie 200
Multi-Ejektor-Block	Danfoss	CTM HP 1875

Tabelle 3.3 – Anlagenkomponenten

### 3.2 Hochdruckregelung

Im transkritischen Bereich kann der Hochdruck für einen maximalen COP in Abhängigkeit von der Gaskühleraustrittstemperatur eingestellt werden [24] [1] [25]. In der Hochdruckregelung der Testanlage ist lediglich ein minimaler Druck einstellbar. Die Regelstrategie für den Hochdruck des Danfoss Reglers AK-SM 720 basiert auf dem optimalen COP der Anlage. Bei der Ejektorschaltung kann als Regelgrösse  $p_{h,neutraleZone}$  (0 – 15) eingestellt werden und ist ein Mass wie stark der Hochdruck vom optimalen Hochdruck abweichen kann. Bei  $p_{h,neutraleZone} = 15$  ist die Zu- und Abschaltung einzelner Ejektoren auf ein Minimum reduziert und der Betrieb, insbesondere der Hochdruck, verläuft stationärer. Demgegenüber schaltet der Ejektor-Block bei  $p_{h,neutraleZone} = 0$  in kurzen Abständen. Der Hochdruck zeigt ein Sägezahnverlauf über der Zeit bei einem Mittelwert analog der Regelung bei der Schaltung mit HPV (Abbildung 3.4). Im betrachteten Bereich stellt sich eine lineare Beziehung gemäss Gleichung 3.1 ein.

$$p_{h,opt} = 1.898T_4 + 24.72 \quad (3.1)$$

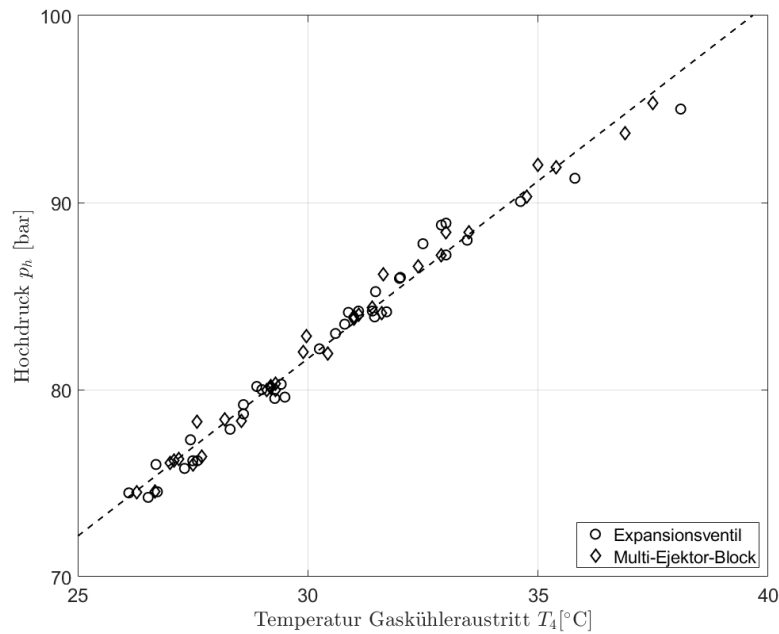


Abbildung 3.4 – Hochdruck als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur bei Regelung nach optimalem COP

### 3.3 Massenstromberechnung bei Multi-Ejektor-Schaltung

Bei der Entspannung des Treibstroms wird Massenstrom beim unteren Druckniveau angesaugt. Eine direkte messtechnische Erfassung des Ansaugstrom des Ejektors  $\dot{m}_s$  ist an der Anlage nicht vorhanden, folglich wird dieser berechnet. Die Massenströme durch den Parallelverdichter  $\dot{m}_{PV}$  sowie durch den Verdampfer  $\dot{m}_V$  werden gemessen. Mit Hilfe der Energiebilanz über dem Gaskühler kann der Massenstrom durch den Gaskühler bestimmt werden. Dieser wird anschliessend durch die Treibdüse entspannt und bezeichnet den Treibmassenstrom im Ejektor  $\dot{m}_t$  (Abbildung 3.5). Bei Vernachlässigung der Wärmeverluste an die Umgebung und umformen ergibt sich  $\dot{m}_t$  (Gleichung 3.2). Temperaturen und Volumenstrom des Wärmeträgerfluids sind bekannt, ebenso die Zustände des Kältemittels vor und nach dem Gaskühler.

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{V}_{HTF,GK} \rho_{HTF} (T_{HTF,2} - T_{HTF,1})}{h_3(T_3, p_3) - h_4(T_4, p_4)} \quad (3.2)$$

Im Ejektorbetrieb reduziert sich der Saugstrom des Hauptverdichters durch den Anteil an angesaugtem Kältemittel des Ejektors und entspricht nicht mehr dem Durchsatz des Verdampfers. In der Zuleitung des Gaskühlers mischt sich dieser mit dem Saugstrom des Parallelverdichters. Eine Massenbilanz gemäss Gleichung 3.3 an dieser Mischstelle liefert schliesslich den Saugstrom des Ejektors.

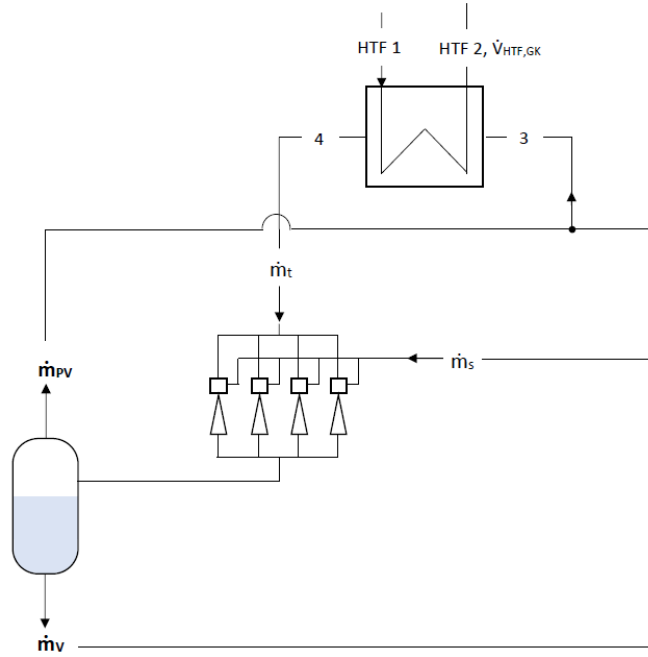


Abbildung 3.5 – Schema - Berechnung Massenstromverhältnisse

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{PV} + \dot{m}_V - \dot{m}_t \quad (3.3)$$

BANASIAK et al. [26] gibt Entrainment Ratio  $\phi$  von 0.15 bis 0.25 bei einem Druckrückgewinn  $\Delta p_{rec} = 3.5$  bar an. Verwendet wird ebenfalls ein Danfoss Multi-Ejektor-Block, ähnlich dem untersuchten Ejektor-Block. Eigene Messungen zeigen bei  $\Delta p_{rec} = 9.5$  bar Werte für das Entrainment Ratio bis zu 0.15. Analoge Resultate sind ebenfalls bei HAIDA et al. [18] zu finden. Dort ist für  $\Delta p_{rec} = 10$  bar  $\phi$  bis zu 0.12 angegeben.

### 3.4 Berechnung der System-Performance

#### 3.4.1 Energetische Betrachtung

Für stationäre Zustände und vernachlässigbare Wärmeverluste entspricht die Wärmeaufnahme des Kältemittels im Verdampfer der Wärmeabgabe des sekundären HTF-Kreislaufes. Die Kälteleistung wird aus Messdaten des Wasser-Glycol-Gemisches berechnet. Stoffdaten für die Dichte in  $\text{kg/m}^3$  und spezifische Wärmekapazität in  $\text{kJ/kgK}$  können in Abhängigkeit der Temperatur in  $^\circ\text{C}$  und Konzentration  $C$  von Antifrogen in vol% gemäß Gleichung 3.4 und 3.5 ausgedrückt werden.

$$\begin{aligned} \rho_{HTF} = 1000 & \left( 1.2 + \frac{1}{C} \left( -12 + \frac{1}{C} (280 - 2325 \frac{1}{C}) \right) + T (-8.3 \cdot 10^{-4} \right. \\ & \left. + T (4.2 \cdot 10^{-7} + T (1.7 \cdot 10^{-9})) \right) + \frac{1}{C} T (1.6 \cdot 10^{-2} - 7.2 \cdot 10^{-5} - 8.3 \cdot 10^{-2}) \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$c_{p,HTF} = \frac{4.2 + C(-0.1 + C(1.7 \cdot 10^{-3} - 7.3 \cdot 10^{-6}C)) + T(5.6 \cdot 10^{-3} - 5.7 \cdot 10^{-6}T)}{1 + C(-2.8 \cdot 10^{-2} + C(3.7 \cdot 10^{-4} - 1.3 \cdot 10^{-6}C)) + 1.4 \cdot 10^{-3}T} \quad (3.5)$$

Die Kälteleistung vom Verdampfer  $\dot{Q}_0$  (Gleichung 3.6) berechnet sich aus der Temperatur- und Volumenstrommessung des sekundären Kreislauf mit einer 30 vol% Konzentration. Mit der Enthalpie  $h_1$  und der Enthalpie auf der Siedelinie bei Mitteldruck  $h_{6'} = f(p_m)$  kann die Kälteleistung ebenso aus Messdaten des primären Kreislauf mittels Gleichung 3.7 bestimmt werden. Voraussetzung sind ideale Phasentrennung und isenthalpe Drosselung im Mitteldruck-Expansionsventil.

$$\dot{Q}_0 = \rho_{HTF,4} \dot{V}_{HTF,4} [c_{p,HTF,3}(T_{HTF,3} + 273.15) - c_{p,HTF,4}(T_{HTF,4} + 273.15)] \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_V (h_1 - h_{6'}) \quad (3.7)$$

Der  $COP$  stellt den Nutzen (Kälteleistung) ins Verhältnis zum Aufwand (Leistungsaufnahme der Kältemaschine), Gleichung 3.9. Dabei gilt die gesamte Leistungsaufnahme  $P_{el}$  als Summe der elektrischen Leistungsaufnahme jedes einzelnen Verdichters in der Kälteanlage (Gleichung 3.8).

$$P_{el} = P_{el,HV} + P_{el,PV} \quad (3.8)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} \quad (3.9)$$

Welche energetischen Verbesserungen nach der Einführung des Multi-Ejektor-Moduls in das Standard-Parallelsystem erzielt werden, wird durch die Änderung des  $COP$  ausgedrückt (Gleichung 3.10). Als Bezug dient die Hochdruck-Ventil-Schaltung.

$$\Delta COP = \frac{COP_{Eje} - COP_{HPV}}{COP_{HPV}} \quad (3.10)$$

### 3.4.2 Liefergrad und Verdichtereffizienz

Der Liefergrad  $\lambda$  (auch volumetrischer Wirkungsgrad) beschreibt das Verhältnis zwischen gefördertem Massenstrom  $\dot{m}$  und theoretisch möglichem Massenstrom  $\dot{m}_{th}$ , welcher sich aus der Frequenz  $f$ , Hubvolumen  $V_{Hub}$  und Dichte  $\rho_s$  am Saugstutzen ergibt (Gleichung 3.11). Der Index  $s$  bezeichnet den Eintritt bzw. Saugleitung des Verdichters, der Index  $D$  entspricht dem Austritt bzw. der Druckleitung.

$$\lambda = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}}{V_{Hub} f \rho_s} \quad (3.11)$$

Die Verdichtereffizienz  $\eta_{Verd}$  steht für das Verhältnis zwischen isentrope innerer Verdichtungsleistung  $P_{is}$  zur elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters  $P_{el}$  [18] (Gleichung 3.12).

$$\eta_{Verd} = \frac{P_{is}}{P_{el}} \quad (3.12)$$

Gleichung 3.13 beschreibt die innere isentrope Verdichtungsleistung jedes einzelnen Kompressors. Mit  $s_s$  als spezifische Entropy auf der Saugseite. Bei idealer Verdichtung ergäbe sich eine isentrope Druckerhöhung, durch Irreversibilitäten folgt eine Entropiezunahme.

$$P_{is} = \dot{m} [h_{D,is}(s_s, p_D) - h_s(T_s, p_s)] \quad (3.13)$$

Um die gesamte Verdichtereinheit zu beschreiben und ein Vergleich bei unterschiedlicher Auslastungen zu ermöglichen, werden der Liefergrad und Verdichtereffizienz auf das gesamte System erweitert. Der System-Liefergrad  $\lambda_{Sy}$  ist gemäss Gleichung 3.14 definiert als Summe der Massenströme durch die Verdichter dividiert durch den maximal möglichen Massenstrom basierend auf dem Eintrittszustand.

$$\lambda_{Sy} = \frac{\sum_i \dot{m}_i}{\sum_i \dot{m}_{th,i}} = \frac{\sum_i \dot{m}_i}{\sum_i V_{Hub,i} f_i \rho_{s,i}} \quad (3.14)$$

Analoges gilt für die Verdichtereffizienz des Systems  $\eta_{Verd,Sy}$ , dieser wird als Verhältnis der Summe der isentropen Verdichterleistung und der Summe der elektrischen Leistungsaufnahme jedes Verdichters ausgedrückt, Gleichung 3.15.

$$\eta_{Verd,Sy} = \frac{\sum_i P_{is,i}}{\sum_i P_{el}} = \frac{\sum_i \dot{m}_i (h_{D,is,i} - h_{s,i})}{\sum_i P_{el}} \quad (3.15)$$

Die relative Änderung der Verdichtereffizienz zur Schaltung mit Expansionsventil (Indizes HPV) wird durch Gleichung 3.16 definiert.

$$\Delta\eta_{Verd,Sy} = \frac{\eta_{Verd,Sy,Eje} - \eta_{Verd,Sy,HPV}}{\eta_{Verd,Sy,HPV}} \quad (3.16)$$

## 4 Modellierung

Die Anlagenkomponenten der Kälteanlage werden einzeln modelliert und über Zustandsvariablen miteinander gekoppelt. In Kapitel 4.1 - 4.5 wird die Modellierung der Komponenten vorgestellt und schliesslich in Kapitel 4.6 die Systemmodellierung des Kältekreislaufs aufgezeigt.

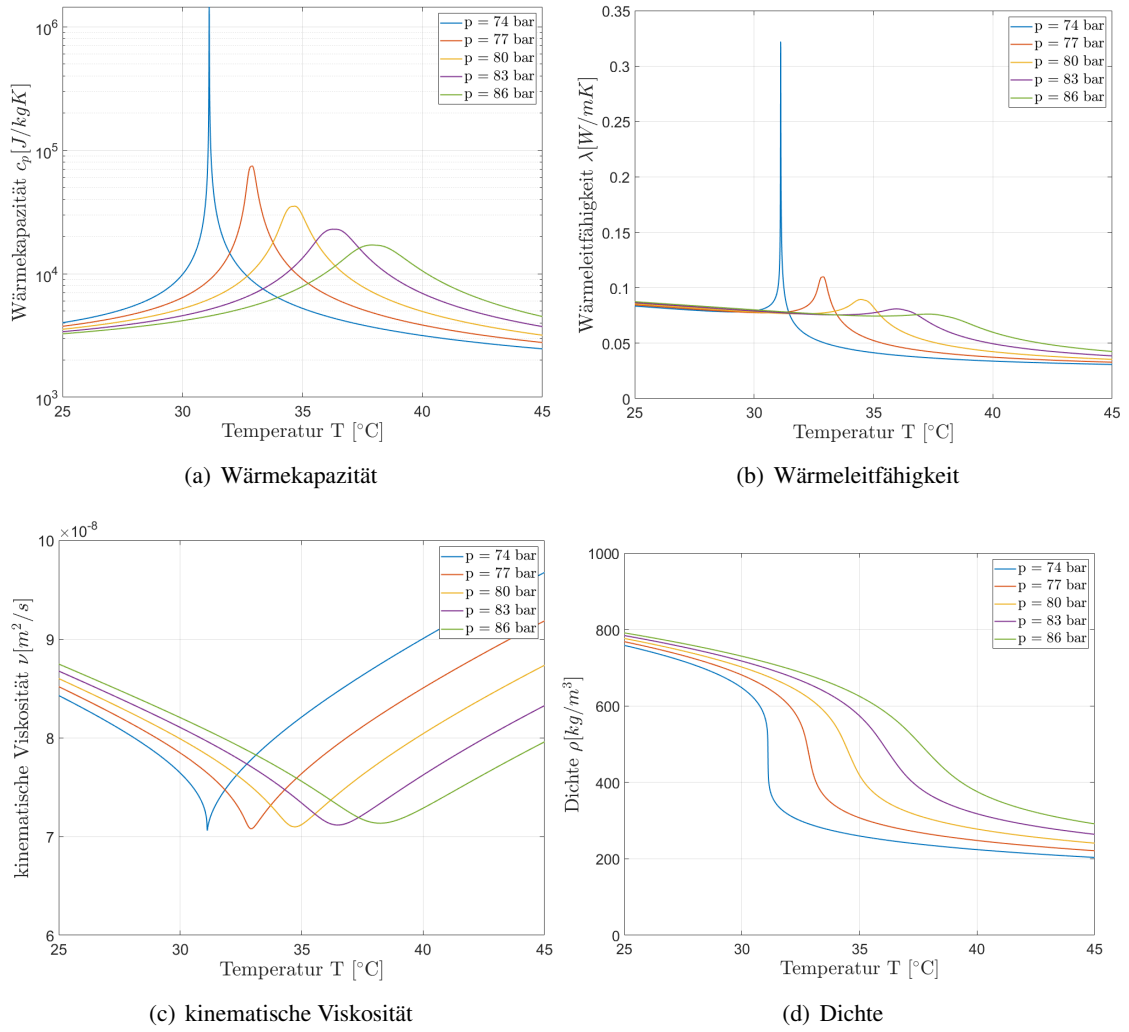
### 4.1 Gaskühler - Modell

Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, variieren thermodynamische Eigenschaften von CO<sub>2</sub> im überkritischen Bereich drastisch. Die Wärmekapazität folglich die Prandtl-Zahl gehen im kritischen Punkt gegen unendlich und weisen für überkritische Isobaren ein Maximum bei der pseudokritischen Temperatur auf. Beim Wärmeübergang im überkritischen Gebiet muss die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte beachtet werden.

Aufgrund Schwankungen der Stoffwerte wird der Gaskühler durch einen Finite-Elemente-Ansatz modelliert, analog zu den Arbeiten von PEI-YU et al. [27] oder YIN et al. [28]. Der Gaskühler wird in Segmente unterteilt (Abbildung 4.2). Dabei kann jedes Segment als einzelner Gegenstrom-Wärmeübertrager mit konstanten Stoffwerten angesehen werden. Die Energiebilanz und Transportgleichung über jedem Segment berechnen sich mit den Gleichungen 4.1 und 4.2 mit  $A_i$  als Wärmeübertragungsfläche eines Segments und  $\Delta T_{m,i}$  als mittlere logarithmische Temperaturdifferenz. Der Austrittszustand des Segments  $i$  ist wiederum der Eintrittszustand des darauffolgenden Segments (Indizes  $i+1$ ). Angewendet auf den kompletten Wärmeübertrager ergibt sich ein nicht-lineares Gleichungssystem mit ( $2 \times N_{\text{Segmente}}$ ) Unbekannte und Gleichungen. Ein Vorteil dieser Modellierung ist ebenfalls, dass Profileverläufe (z.B. Temperatur, Wärmedurchgangskoeffizient, Wärmeleistung) entlang des Wärmeübertragers dargestellt werden können.

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{HTF,i} c_{pHTF,i} (T_{HTF,i} - T_{HTF,i+1}) = \dot{m}_{CO_2,i} c_{pCO_2,i} (T_{CO_2,i} - T_{CO_2,i+1}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_i = k_i A_i \Delta T_{m,i} = k_i A_i \frac{(T_{CO_2,i} - T_{HTF,i}) - (T_{CO_2,i+1} - T_{HTF,i+1})}{\ln \frac{(T_{CO_2,i} - T_{HTF,i})}{(T_{CO_2,i+1} - T_{HTF,i+1})}} \quad (4.2)$$



**Abbildung 4.1** – Stoffeigenschaften von CO<sub>2</sub> vs Temperatur bei verschiedenen überkritischen Drücke - Stoffdaten generiert aus [21]

Gleichung 4.3 beschreibt den Wärmedurchgangskoeffizient  $k$ . Das Modell vernachlässigt den Wärmeleitwiderstand durch die Wand ( $\delta/\lambda \approx 0$ ).

$$\frac{1}{k_i} = \frac{1}{\alpha_{CO_2,i}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HTF,i}} \quad (4.3)$$

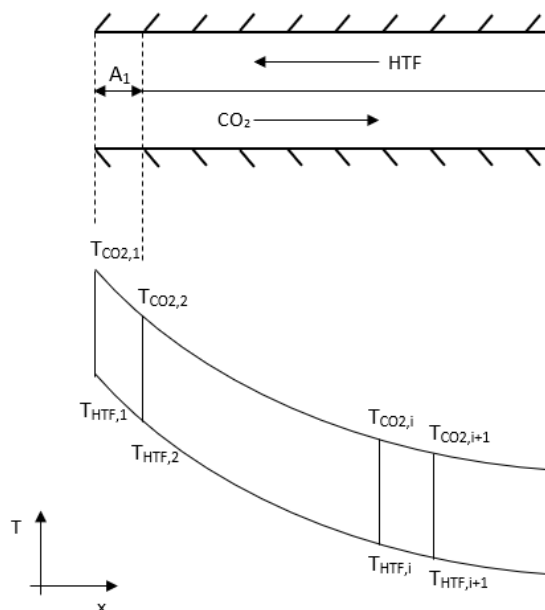
Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  werden gemäss Nusselt-Zahl Korrelation nach THONON (Gleichung 4.4) [29] [30] für Plattenwärmetauscher mit Winkel-Wellen-Prägung berechnet. Reynolds- und Prandtl-Zahl sind in den Gleichungen 4.5 und 4.6 definiert.

$$Nu = 0.2946 Re^{0.7} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.4)$$

$$Re = \frac{w d_h}{\nu} \quad (4.5)$$

$$Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \quad (4.6)$$





**Abbildung 4.2** – Schematisch Gaskühler und Temperaturverlauf entlang des Plattenwärmetauscher

Die gesamte Wärmeübertragungsfläche des Plattenwärmeübertrager beläuft sich auf  $2.45 \text{ m}^2$  [31], der hydraulische Durchmesser  $d_h$  entspricht der doppelten Spaltbreite von  $0.004 \text{ m}$ . Stoffdaten vom Antifrogen N - Wasser - Gemisch werden als konstant angenommen.

Abbildung 4.3 zeigt den Vergleich mit Messdaten, wobei der Gaskühler in 10 Segmente unterteilt wird. Maximal 6 % Abweichung zu der gemessenen Wärmeübertragungsleistung wird erzielt. Druckverluste und Wärmeverluste über dem Gaskühler werden vernachlässigt.

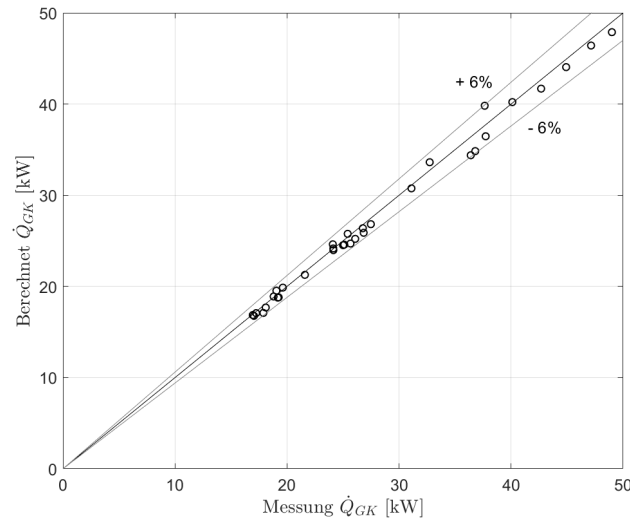


Abbildung 4.3 – Überprüfung des Gaskühler-Modells anhand Messdaten

## 4.2 Sauggasüberhitzer - Modell

Im Gegensatz zum Gaskühler werden die Stoffwerte über der gesamten Länge des Wärmeübertragers als konstant betrachtet. Gleichung 4.7 beschreibt die Energiebilanz über dem Sauggasüberhitzer und Gleichung 4.8 die Transportgleichung. Geometrische Angaben sind in Abbildung 3.2 enthalten.

$$\dot{Q}_{SU} = \dot{m}_{CO_2, Rohr} c_p CO_2, Rohr (T_4 - T_5) = \dot{m}_{CO_2, Rsp} c_p CO_2, Rsp (T_{6b} - T_{6''}) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{SU} = k_{SU} A_{SU} \Delta T_m = k_{SU} A_{SU} \frac{(T_4 - T_{6b}) - (T_5 - T_{6''})}{\ln \frac{(T_4 - T_{6''})}{(T_5 - T_{6b})}} \quad (4.8)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird auf die äussere Fläche des Innenrohrs (mit  $d_{IR, aussen} = 0.0172$  m) bezogen und die Wärmeleitung durch die Wand vernachlässigt, Gleichung 4.9.

$$\frac{1}{k_{SU}} = \frac{d_{IR, aussen}}{d_{IR, innen}} \frac{1}{\alpha_{CO_2, Rohr}} + \frac{1}{\alpha_{CO_2, Rsp}} \quad (4.9)$$

Die mittlere Nusselt-Zahl berechnet sich nach der Korrelation von GNIELINSKI für turbulente Rohrströmung [32] gemäss Gleichung 4.10 mit dem hydraulischen Durchmesser gleich dem Rohrrinnendurchmesser.

$$Nu_{Rohr} = \frac{(\zeta/8) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\zeta/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left( 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (4.10)$$

Mit

$$\zeta = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (4.11)$$

Um dem unterschiedlichen Strömungsprofil gegenüber der Rohrströmung Rechnung zu tragen, muss die Korrelation modifiziert werden [33], siehe Gleichungen 4.12 - 4.16. Hierbei entspricht der hydraulische Durchmesser der Differenz der Durchmesser ( $d_h = d_{AR, innen} - d_{IR, aussen}$ )

und  $a$  dem Durchmesser Verhältnis ( $a = d_{IR,aussen}/d_{AR,innen}$ ).

$$Nu_{Rsp} = \frac{(\zeta_{Rsp}/8) Re Pr}{k_1 + 12.7 \sqrt{\zeta_{Rsp}/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left( 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right) F_{Rsp} \quad (4.12)$$

Mit

$$k_1 = 1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{1 + 10 Pr} \quad (4.13)$$

$$\zeta_{Rsp} = (1.8 \log_{10} Re^* - 1.5)^{-2} \quad (4.14)$$

$$Re^* = Re \frac{(1 + a^2) \ln a + (1 - a^2)}{(1 - a^2) \ln a} \quad (4.15)$$

$$F_{Rsp} = 0.75 a^{-0.17} \quad (4.16)$$

Ein Vergleich mit Messungsergebnisse zeigen einen maximalen Fehler bei der Berechnung der Wärmeleistung von 13 %. Zu erkennen in Abbildung 4.4 ist ein leichter Trend, dass die berechnete Leistung die gemessene Leistung unterschätzt.

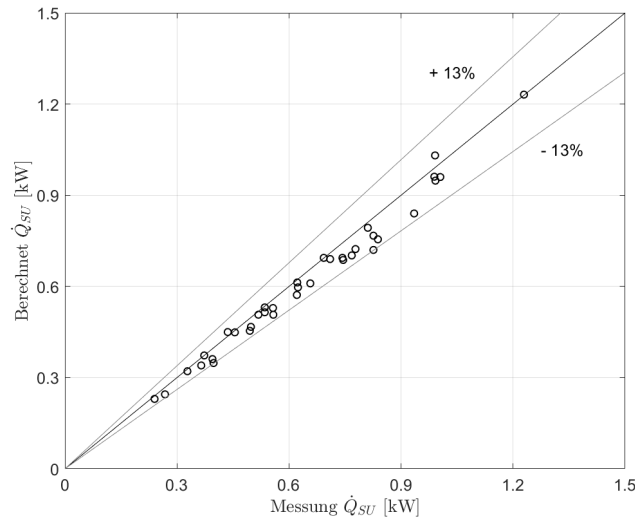


Abbildung 4.4 – Überprüfung des Sauggasüberhitzer-Modells anhand Messdaten

### 4.3 Verdichter - Modell

Die Charakteristika der Verdichter werden mit Kennfelder für den Liefergrad 3.11 und Verdichtereffizienz 3.12 abgebildet. Datengrundlage sind Softwaredaten der Hersteller, namentlich die Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH [34] und die Dorin AG [35]. Die Kenngrößen werden in Abhängigkeit vom reduzierten Hochdruck  $p_{h,red}$  (Gleichung 4.17 mit  $p_{krit}=73.77 \times 10^5$  Pa), reduzierter Temperatur  $T_{red}$  (Gleichung 4.18 mit  $T_{krit}=304.13$  K) und beim Hauptverdichter zusätzlich von der relativen Frequenz  $f_{rel}$  (Gleichung 4.19) beschrieben. Beim Hauptverdichter wird die Verdampfungstemperatur  $T_0$  für  $T$  eingesetzt und beim Parallelverdichter die Sattdampf Temperatur bei Mitteldruck  $T''(p_m)$ .

y	k <sub>1</sub>	k <sub>2</sub>	k <sub>3</sub>	k <sub>4</sub>	k <sub>5</sub>	k <sub>6</sub>	k <sub>7</sub>	k <sub>8</sub>	k <sub>9</sub>	k <sub>10</sub>	k <sub>11</sub>
$\lambda_{PV}$	-11.34	0.95	26.82	0.08	-14.46	0.62	0	0	0	0	-
$\eta_{Verd,PV}$	-19.16	16.01	25.57	3.85	25.24	-47.57	0.33	-33.43	-5.69	35.08	-
$\lambda_{HV}$	-8.41	-1.19	18.03	0.06	-9.45	0.89	0	0	0	0	0.10
$\eta_{Verd,HV}$	-35.30	11.10	93.12	1.93	-72.02	-31.86	0.17	12.29	-3.02	23.04	0.08

**Tabelle 4.1** – Gefittete Koeffizienten der Verdichterkenngrossen basierend auf Herstellerangaben

$$p_{h,red} = \frac{p_h}{p_{krit}} \quad (4.17)$$

$$T_{red} = \frac{T}{T_{krit}} \quad (4.18)$$

$$f_{rel} = \frac{f}{50} \quad (4.19)$$

Der isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{is}$  kann mit der Verdichtereffizienz  $\eta_{Verd}$  und energetischen Effizienz  $\eta_E$  gemäss Gleichung 4.20 ausgedrückt werden [36]. Für die Modellierung werden konstante Werte, basierend auf Messdaten für  $\eta_E$  mit ( $\eta_{E,HV}=0.89$ ,  $\eta_{E,PV}=0.84$ ) angenommen.

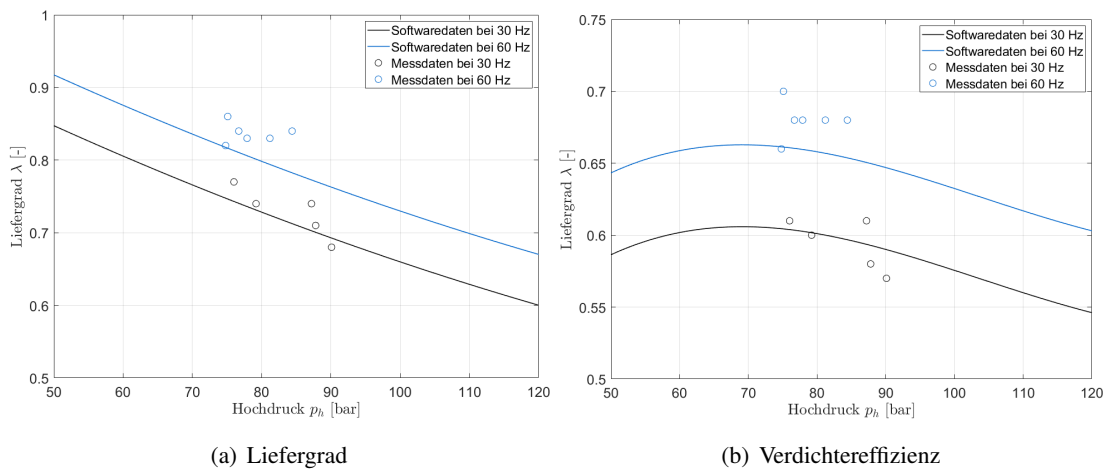
$$\eta_{is,Verd} = \frac{h_{D,is} - h_s}{h_D - h_s} = \frac{\eta_{Verd}}{\eta_E} \quad (4.20)$$

Gleichung 4.21 wird angesetzt um die Kenngrössen zu fitten, die gefitteten Koeffizienten ( $k_1 - k_{11}$ ) sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Für den Parallelverdichter stehen nur Softwaredaten bei 50 Hz zur Verfügung. Auf eine messtechnische Auswertung des Parallelverdichters wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet und die Abhängigkeit von der Drehzahl vernachlässigt. Die Softwaredaten werden mit jeweils 10 °C Sauggasüberhitzung erzeugt, anschliessend durch Polynome der Variablen  $p_{h,red}$ ,  $T_{red}$  und  $f_{rel}$  gefittet.

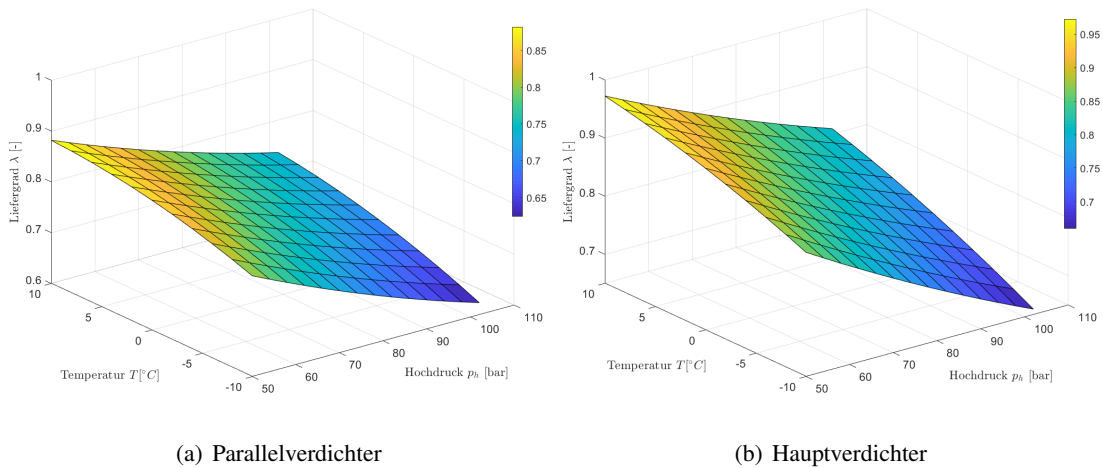
$$y = (k_1 + k_2 p_{h,red} + k_3 T_{red} + k_4 p_{h,red}^2 + k_5 T_{red}^2 + k_6 p_{h,red} T_{red} + k_7 p_{h,red}^3 + k_8 T_{red}^3 + k_9 p_{h,red}^2 T_{red} + k_{10} p_{h,red} T_{red}^2) + f_{rel}^{k_{11}} \quad (4.21)$$

Abbildung 4.5 illustriert den Liefergrad und die Verdichtereffizienz des Hauptverdichters in Abhängigkeit vom Druck und Frequenz. Der Liefergrad nimmt bei höheren Austrittsdrücken ab. Den grössten Anteil an der Reduzierung des geförderten Massenstrom hat gemäss EIFLER et al. [37] die Rückexpansion aus dem Schadraum, welches bei höheren Druckverhältnissen  $p_D/p_s$  zunimmt. Ebenfalls steigen bei höheren Druckverhältnissen Leakage Verluste. Der Haupt- und Parallelverdichter besitzen bei einem Druckverhältnis  $p_D/p_s \approx 2-3$  ein Maximum der Verdichtereffizienz. Neben Leakage Verluste und Rückexpansion beeinflussen Wärmeverluste, Drosselverluste in den Ventilen und mechanische Reibungsverluste den Wirkungsgrad des Verdichters. MÖHLENKAMP et al. [36] verwendet in seiner Arbeit CO<sub>2</sub>-Verdichter, welche bei steigender Drehzahl schlechtere Verdichter Kennzahlen aufweisen. Der Hauptverdichter zeigt ein gegensätzliches Verhalten. Sowohl Softwaredaten wie eigene Messungen zeigen bei höheren Drehzahlen steigende Werte bezüglich Liefergrad und Effizienz.

In Abbildung 4.6 ist der Liefergrad beider Verdichter dargestellt, jeweils bei einer Frequenz von 50 Hz. Im betrachteten Bereich ist der Liefergrad des Hauptverdichter ca. 5 - 10 % höhere. Auch betreffend  $\eta_{Verd}$  besitzt der Hauptverdichter Vorteile, so werden beim Parallelverdichter maximal 0.6 und beim Hauptverdichter 0.65 erreicht, vgl. 4.7. Bei einer Ejektor-Schaltung, wo



**Abbildung 4.5** – Liefergrad und Verdichtereffizienz des Hauptverdichters bei einer Frequenz von 30 Hz und 60 Hz,  $T_0 = -5^\circ\text{C}$



**Abbildung 4.6** – Kennfeld des Liefergrads vom Parallel- und Hauptverdichter,  $f = 50$  Hz

der Ejektor den Hauptverdichter zugunsten des Parallelverdichters entlastet, muss das beachtet werden.

#### 4.4 Mitteldrucksammler - Modell

Beim Mitteldrucksammler wird ein adiabates System und perfekte Abscheidung von Gas- und Flüssigphase angenommen. Als Folge herrschen an beiden Ausgängen gesättigte Zustände, Flüssigkeit auf der Siedelinie und Dampf auf der Taulinie. Für stationäre Zustände ergeben sich die Massen- und Energiebilanz entsprechend Gleichung 4.22 und 4.23.

$$\dot{m}_{MS,in} = \dot{m}_V + \dot{m}_{PV} \quad (4.22)$$

$$\dot{m}_{MS,in} h_6 = \dot{m}_V h_{6'} + \dot{m}_{PV} h_{6''} \quad (4.23)$$

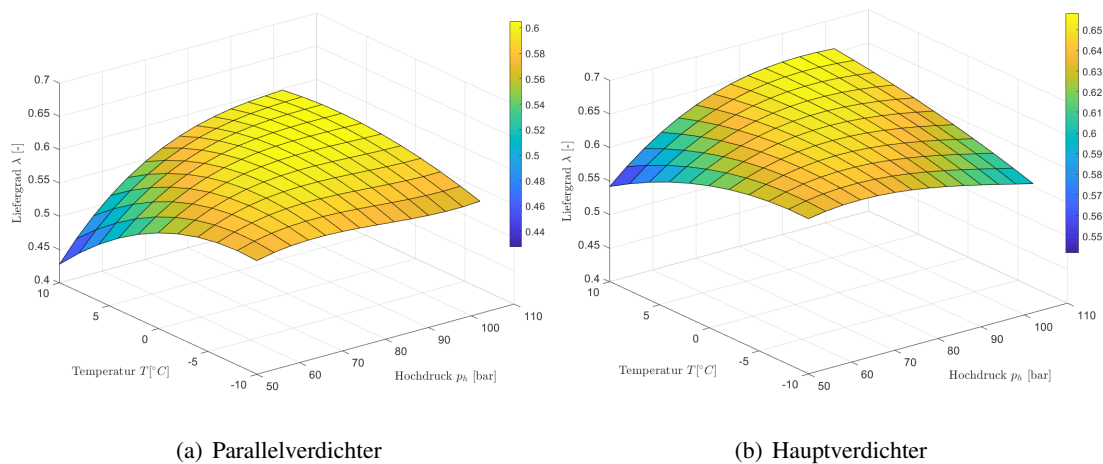


Abbildung 4.7 – Kennfeld der Verdichtereffizienz vom Parallel- und Hauptverdichter,  $f = 50$  Hz

## 4.5 Ejektor - Modell

Der Ejektor wird nachfolgend als Black-Box angesehen und nur äussere Grössen zur Beschreibung herangezogen. Welche Vorgänge im Inneren des Ejektors vonstattengehen, wird in dieser Arbeit nicht genauer behandelt. Eine mathematische Beschreibung der Vorgänge im inneren des Ejektors ist infolge komplexer Strömungsverhältnisse wie Verdichtungsstösse, Phasenänderung, Zweiphasenströmung im Überschallbereich anspruchsvoll.

Gleichung 4.24 und 4.25 beschreibt die stationäre Massen- und Energiebilanz über dem Ejektor. Vernachlässigt werden Wärmeverluste an die Umgebung und Änderung von kinetischer Energie.

$$\dot{m}_{MS,in} = \dot{m}_t + \dot{m}_s \quad (4.24)$$

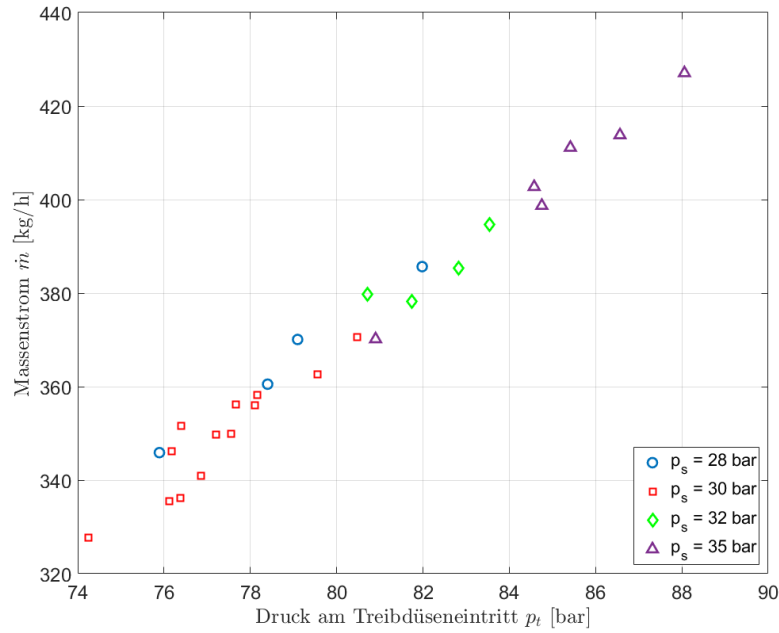
$$\dot{m}_{MS,in} h_6 = \dot{m}_t h_5 + \dot{m}_s h_1 \quad (4.25)$$

Wie in den Arbeiten von FIORENTINO, KAISER et al., oder LUCAS [38] [15] [39] ausgeführt, ist zur Beschreibung des Ejektorverhaltens eine Effizienzgrösse und eine Leistungsgrösse notwendig. Beispielsweise der Druckrückgewinn oder die Ejektoreffizienz beschreiben die relative Energieumsetzung. Eine Leistungsgrösse wie der Treibmassenstrom legt schliesslich die Ejektor Dimensionen fest. Die Ejektoreffizienz wird dem Modell als Inputparameter gesetzt.

### 4.5.1 Treibmassenstrom

MARTIN et al. [40] untersuchte die Expansion ins 2-Phasengebiet von  $\text{CO}_2$  durch eine zylindrische Öffnung. Bei einem konstanten Eintrittsdruck von 100 bar zeigen seine Resultate bei einer Eintrittstemperatur von 20 °C blockierte Strömungen falls der Gegendruck unter 50 bar liegt, bei einer anfänglichen Temperatur von 42 °C gar bis etwa 70 bar. Für einen Ejektor mit konvergierender Düse stellte LUCAS et al. [19] blockierte Strömung durch den Ejektor fest. Randbedingungen waren: Treibdüseneintritt  $p_t = 72 - 80$  bei  $T_t = 30$  °C,  $p_t = 80 - 95$  bei  $T_t = 35$  °C und  $p_t = 90 - 105$  bei  $T_t = 40$  °C und Drücke an der Saugdüse von 26 und 34 bar. Analoge Resultate konnten bei eigenen Messungen festgestellt werden. Eine Änderung des Saugdrucks beeinflusst den Druck am Austritt der Treibdüse, da beide miteinander über die Saugdüse verbunden sind. Da der Massenstrom unabhängig vom Saugdruck ist (siehe Abbildung 4.8), folglich ebenfalls vom Druck am Treibdüsenaustritt, muss eine blockierte Strömung vorliegen und im engsten Düsenquerschnitt für reibungsfreie Strömungen Schallgeschwindigkeit herrschen. Bei polytroper

Zustandsänderung stellt sich die Mach-Zahl  $M = 1$  etwas weiter stromab vom engsten Querschnitt im divergenten Teil der Düse ein [41].



**Abbildung 4.8** – Treibmassenstrom aufgetragen über dem Treibdüsen Eintrittsdruck für verschiedene Saugdüsen Eintrittsdrücke

Ein physikalisch motivierter Ansatz wird in dieser Arbeit vorgestellt, um den Treibmassenstroms zu berechnen. Der Massenstrom  $\dot{m}_t$  kann über die Querschnittsfläche  $A_{throat}$ , Dichte des Fluids  $\rho_{throat}$  und Geschwindigkeit  $w_{throat}$  im engsten Querschnitt gemäss Gleichung 4.26 ausgedrückt werden.

$$\dot{m}_t = \rho_{throat} w_{throat} A_{throat} \quad (4.26)$$

Unter der Annahme einer adiabaten Zustandsänderung ohne zu- oder abführen von Arbeit und Vernachlässigung der kinetischen Energie am Düsen Eintritt, folgt die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt gemäss dem 1 Hauptsatz der Thermodynamik zu.

$$w_{throat} = \sqrt{2 (h_t - h_{throat})} \quad (4.27)$$

Die Dichte und Enthalpie im engsten Querschnitt sind unbekannt. Diese können durch Angabe des Druckes und der Entropie berechnet werden. Vereinfacht kann von einer isentropen Zustandsänderung in der Treibdüse vom Eintritt bis zum engsten Querschnitt ausgegangen werden (Gleichung 4.28). Entsprechend ist noch der Druck zu bestimmen.

$$s_t = f(p_t, T_t) = s_{throat} \quad (4.28)$$

Wie oben gezeigt, ist die Strömung in der Treibdüse blockiert, d.h. es herrscht Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt. Bei bekannter Schallgeschwindigkeit  $c$  kann diese  $w_{throat}$  gleichgesetzt werden und der Druck im engsten Querschnitt  $p_{throat}$  iterativ berechnet werden. Schliesslich kann die Dichte  $\rho_{throat} = f(p_{throat}, s_t)$  ermittelt werden und mit der Angabe der Querschnittsfläche den Treibmassenstrom nach Gleichung 4.26. In Tabelle 4.2 sind die Durchmesser im Multi-Ejektor-Block dargestellt, Daten bereitgestellt von der Danfoss GmbH (persönliche

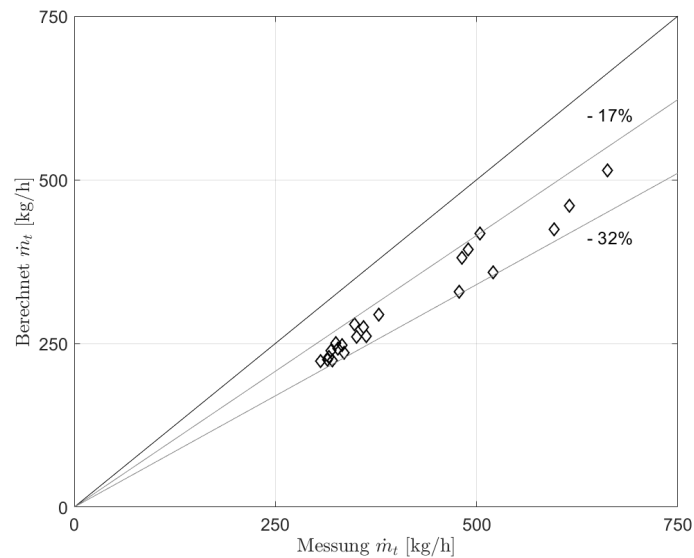


Abbildung 4.9 – Überprüfung des Treibmassenstrom - Modells

Mitteilung, 26.08.2019).

	Ejektor 1	Ejektor 2	Ejektor 3	Ejektor 4
$d_{throat}$ [mm]	1.00	1.41	2.00	2.83

Tabelle 4.2 – Durchmesser des Multi-Ejektor-Blocks im engsten Querschnitt

Die Schallgeschwindigkeit in einem Zweiphasen-Gemisch kann sich gegenüber Einphasenströmungen (Dampf oder Flüssigkeit) drastisch reduzieren [42] [38]. Daher können Verdichtungsstöße bei kleineren Strömungsgeschwindigkeiten als bei Einphasenströmungen auftreten. Zur Berechnung der Schallgeschwindigkeit im Zweiphasengebiet wird das Modell von BRENNEN [42] verwendet, ausgedrückt in Gleichung 4.29.

$$c = \frac{p}{\rho_{fl}} \frac{\left(1 + \frac{\alpha}{1+\alpha}\right)^2}{\left(k_v \frac{\alpha}{1+\alpha} + k_L p^{-\eta}\right)} \quad (4.29)$$

Dabei entspricht  $\alpha$  dem Volumenanteil (Gleichung 4.30) mit  $v''$  als spezifischen Volumen auf der Taulinie und  $x$  als Dampfgehalt. Der Faktor  $k_L$  kann für  $\text{CO}_2$  durch Gleichung 4.31 ausgedrückt werden und  $\eta$  gleich 0.566 gesetzt werden. Nach BRENNEN [42] ist  $k_v$  für  $\text{CO}_2$  in der Größenordnung von 1 und wird nachfolgend auf 1 gesetzt.

$$\alpha = \frac{v''}{v} x \quad (4.30)$$

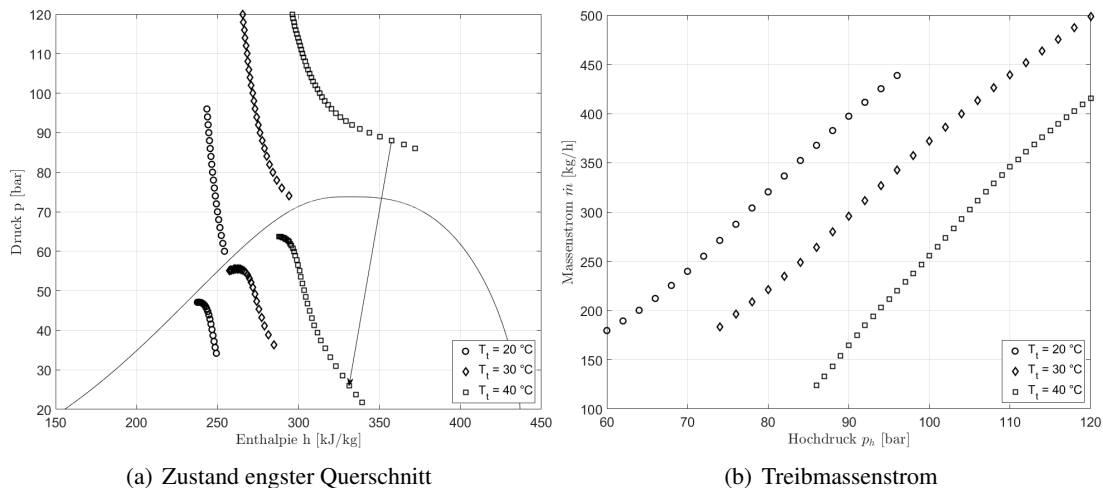
$$k_L = 2.1 \alpha p_{krit}^{0.566} \quad (4.31)$$

Dargestellt in Abbildung 4.9 ist ein Vergleich der gemessenen und der berechneten Treibdüsenmassenströme. Eintrittsbedingungen variieren von  $p_t = 65 - 95$  bar,  $T_t = 18 - 36$  °C und ausgewertet werden nur Betriebszustände wo eine stabile Multi-Ejektor-Block-Schaltung vorliegt, sprich keine Zu- oder Abschaltung einzelner Ejektoren während der gesamten Messperiode.



Generell wird der gemessene Massenstrom durch das Modell um 17 % bis zu 32 % unterschätzt. Festgehalten werden kann, dass die Eintrittsbedingungen in die Treibdüse den Massenstrom stark beeinflusst, siehe Abbildung 4.10 b). Die Messstellen für den Druck und Temperatur ( $p_5$ ,  $T_5$ ) befinden sich in einiger Entfernung vom Ejektoreintritt (ca. 2 m) und dazwischenliegende Druck- und Wärmeverluste können die Ergebnisse verfälschen. Ebenfalls wird der Massenstrom über Messdaten berechnet (vgl. Kapitel 3.3) und nicht direkt gemessen. Des Weiteren reduziert eine polytrope ZÄ in der Treibdüse bis zum engsten Querschnitt den Massenstrom und die Abweichung zu den Messungen wird höher. Wie gut das Modell nach BRENNEN die Schallgeschwindigkeit von  $CO_2$  vorhersagt, konnte bei der Recherche nicht evaluiert werden.

Die isentrope Zustandsänderung in der Treibdüse bis zum engsten Querschnitt zeigt Abbildung 4.10 a) bei unterschiedlichen Bedingungen. Abbildung 4.10 b) zeigt für die Ejektorgeometrie mit  $p_{throat} = 1.41$  mm den Massenstrom. Aus Abbildung 4.10 a) lässt sich das kritische Druckverhältnis herauslesen. Drücke der Saugdüse nahe  $p_{throat}$  können dazu führen, dass im engsten Querschnitt nicht Überschallströmung herrscht und der divergente Teil der Treibdüse den Treibstrahl verzögert anstatt zu beschleunigen. Beachtet werden sollte die Beschleunigung in der Saugdüse z.B. zeigen Druckmessungen von FIORENZANO [38] 1-3 bar geringere Drücke beim Treibdüsenaustritt als der Ansaugdruck.



**Abbildung 4.10** – a) Kältemittelzustand beim engsten Treibdüsenquerschnitt im p-h-Diagramm - b) Treibmassenstrom falls Ejektor 2 durchströmt wird

## 4.6 Kreislauf - Modell

Regelparameter der Anlage wie Verdampfungstemperatur  $T_0$ , Bedingungen sekundärseitig am Gaskühler  $T_{GK,in}$ ,  $\dot{V}_{GK,HTF}$  und Mitteldruck  $p_m$  werden als Input gesetzt, ebenso die Frequenz des Hauptverdichters  $f_{HV}$ , welche im Anlagenbetrieb manuell gesetzt werden kann. Die Überhitzung im Verdampfer  $T_{uber}$  wird auf 10 °C konstant gesetzt. Wärme- und Druckverluste in den Leitungen, Wärmeübertrager und im Mitteldrucksammler werden vernachlässigt. Die Berechnungsroutine inklusive allen Teilschritten ist in Abbildung 4.11 (System mit HPV) und Abbildung 4.11 (System mit Multi-Ejektor-Block) dargestellt.

Anfangsbedingungen für die Temperatur am Gaskühlerausstritt  $T_4 = T_{GK,in}$ , Dichte in der Saugleitung des Parallelverdichters  $\rho_{6b} = \rho_{6''}$  und Frequenz des Parallelverdichters werden gesetzt.  $p_n$  und  $\dot{m}_{HV}$  sind durch Inputparameter bestimmt,  $p_h$  wird abhängig von  $T_4$  gewählt (vgl. Kapitel 3.2 Regelstrategie für optimalen COP).

Das Kreislauf-Modell iteriert einerseits die Frequenz des Parallelverdichters, andererseits die

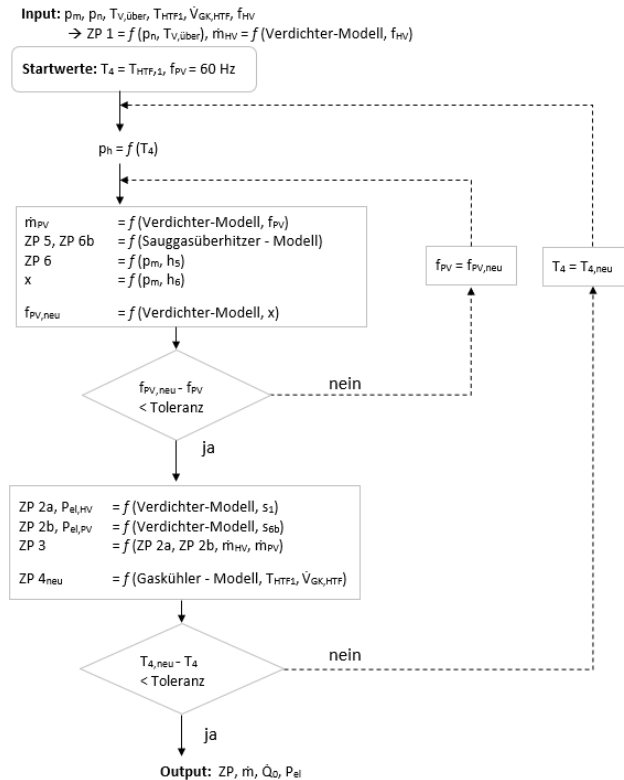


Abbildung 4.11 – Berechnungsroutine der Systemmodellierung mit HPV

Temperatur am Gaskühleraustritt  $T_4$ . Zustandspunkte werden über die Komponenten - Modelle berechnet. Die Drosselung im Hochdruck-Expansionsventil und Mitteldruck-Expansionsventil erfolgt isenthalp. Beginnend von ZP 4 und ZP 6'' wird die Frequenz  $f_{PV,neu}$  berechnet. Ist die Differenz  $f_{PV,neu} - f_{PV}$  grösser als die Toleranz, wird  $f_{PV}$  überschrieben und die Berechnung wird mit den neuen Werten durchgeführt. Ändert sich  $f_{PV}$  nicht mehr wesentlich, wird die Schleife verlassen. Anschliessend wird in einer äusseren Schleife  $T_4$  iteriert. Sobald auch hier eine vorgegebene Toleranz unterschritten wird, kann die Berechnung gestoppt werden.

Bei der Ejektorschaltung wird Kältemittel vor dem Hauptverdichter angesaugt. Der Massenstrom durch den Hauptverdichter entspricht daher nicht dem Massenstrom durch den Verdampfer. Mit  $\eta_{ej}$  und bekannten Zuständen am Ejektoreintritt, können die Massenstromverhältnisse angegeben werden. Im Gegensatz zur HPV-Schaltung muss ZP 6 mit Hilfe der Energiebilanz (Gleichung 4.25) berechnet werden. Ansonsten sind die Berechnungsschritte beider Schaltungen identisch.

Das komplette Modell ist mit der Software MATLAB [43] programmiert. Die Stoffdaten vom  $\text{CO}_2$  - Kältemittel werden von der Stoffdatenbank REFPROP [21] aufgerufen. REFPROP kann als externe Datenbank in MATLAB implementiert werden.

Dargestellt in Abbildung 4.13 - 4.15 ist die Gegenüberstellung von Mess- und Simulationsergebnissen bezüglich elektrischer Leistungsaufnahme, Kälteleistung und COP. Die Modellierung zeigt für beide Schaltungsvarianten relative Fehler von maximal 5 - 6 %.

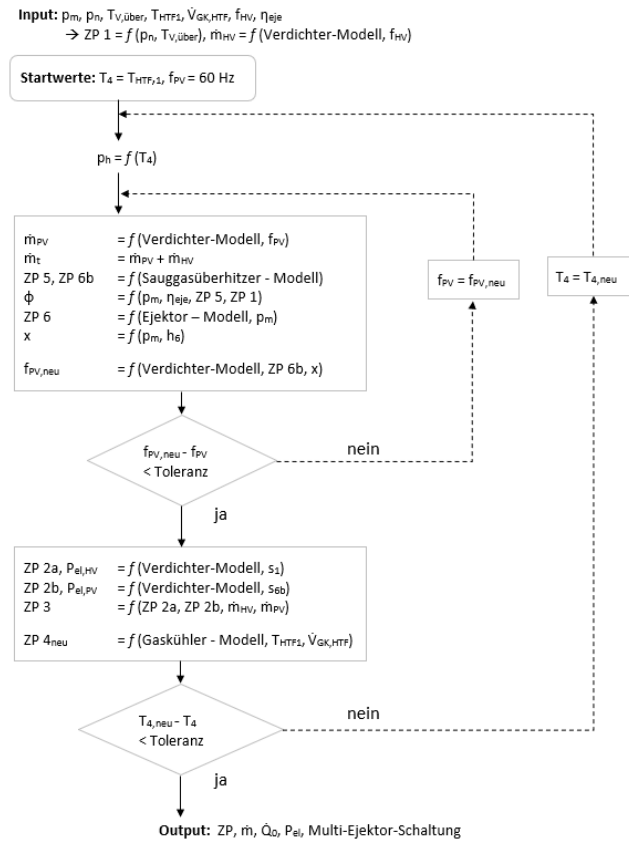
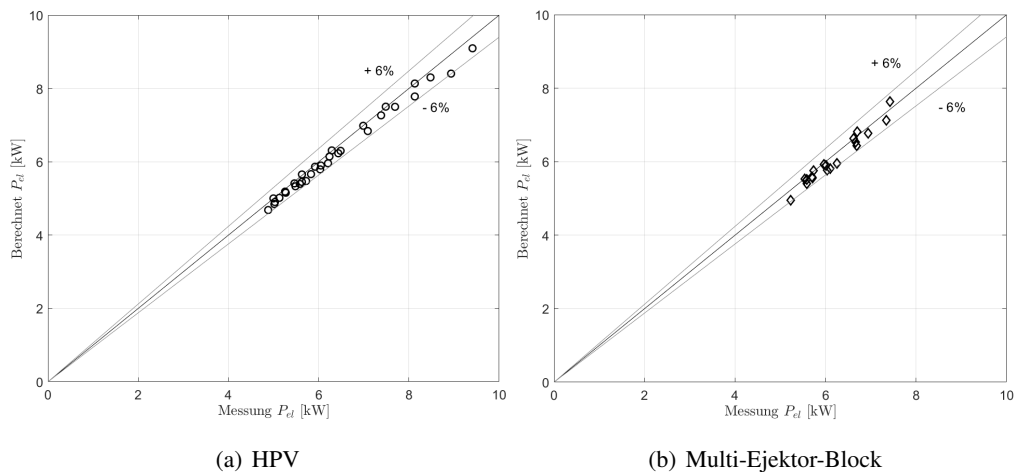
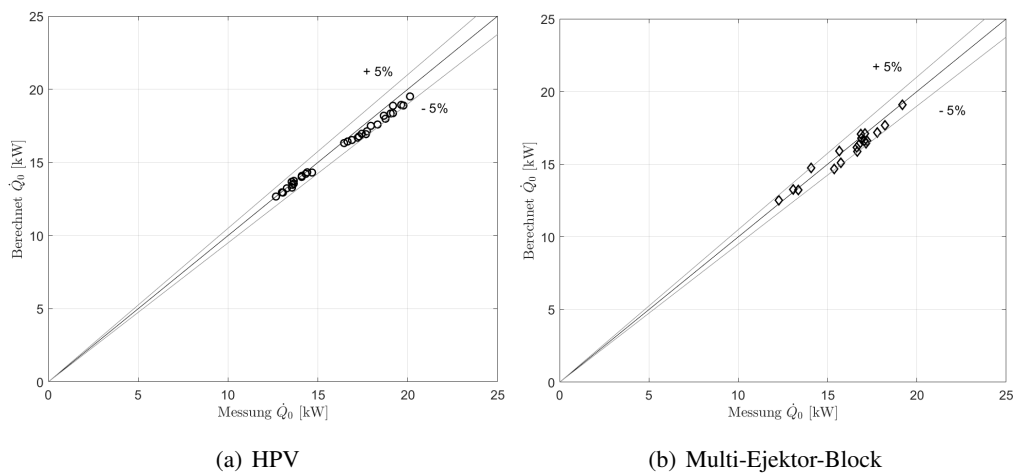
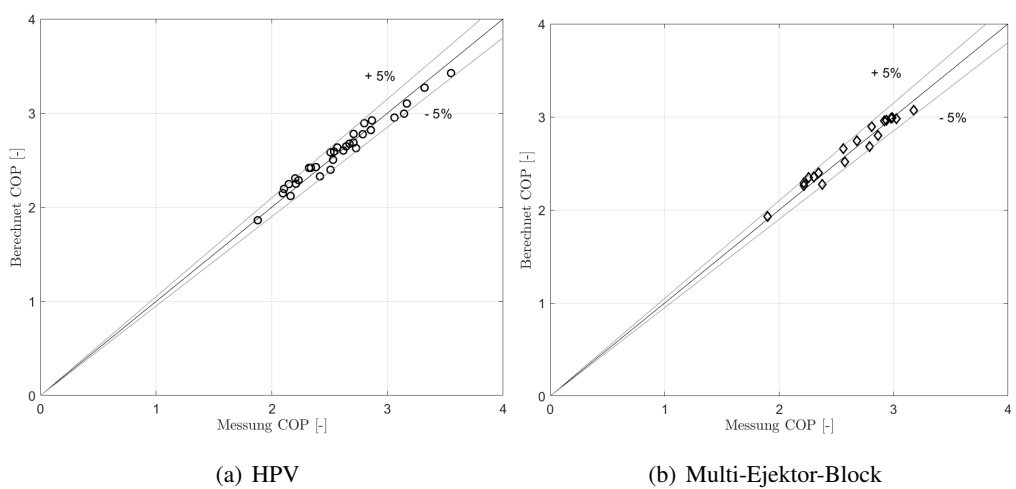


Abbildung 4.12 – Berechnungsroutine der Systemmodellierung mit Multi-Ejektor-Block

Abbildung 4.13 – Überprüfung des Kältekreislauf-Modells bezüglich  $P_{el}$



**Abbildung 4.14** – Überprüfung des Kältekreislauf-Modells bezüglich  $\dot{Q}_0$



**Abbildung 4.15** – Überprüfung des Kältekreislauf-Modells bezüglich  $COP$

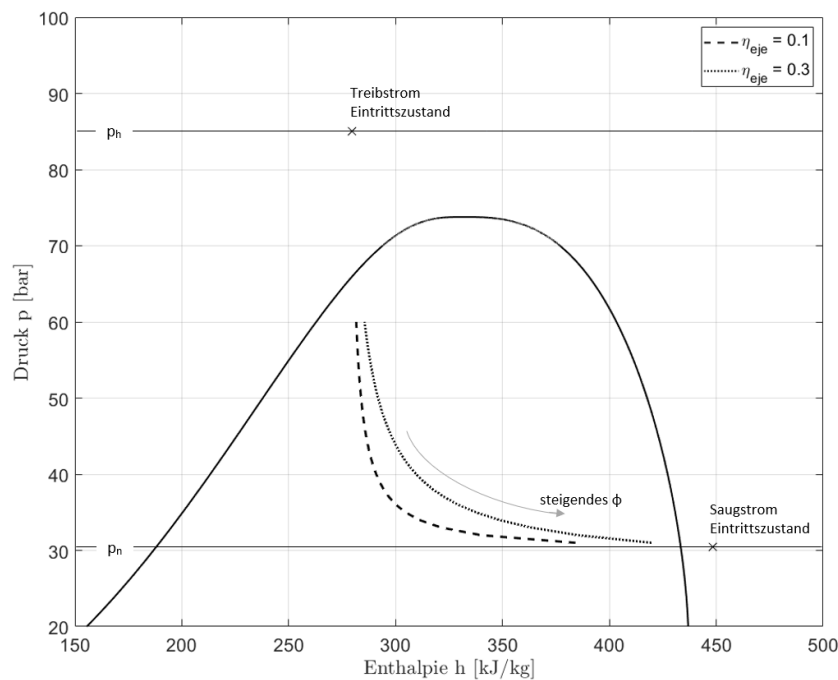
## 5 Test Cases

Der Multi-Ejektor-Block beeinflusst die Massenstromverhältnisse und verändert Förderleistung der Verdichter gegenüber der HPV-Schaltung. Beispielsweise können Betriebszustände mit HPV bei der Multi-Ejektor-Schaltung Grenzwerte der Verdichterdrehzahlen überschreiten. Eine vorgängige Untersuchung soll zeigen, bei welchen Parametern beide Schaltungen Verdichterdrehzahlen im Frequenzbereich ( $f_{HV} = 30 - 70$  Hz und  $f_{PV} = 30 - 85$  Hz) aufweisen und ein Vergleich von Messdaten sinnvoll ist.

### 5.1 Kältemittelzustand am Ejektoraustritt

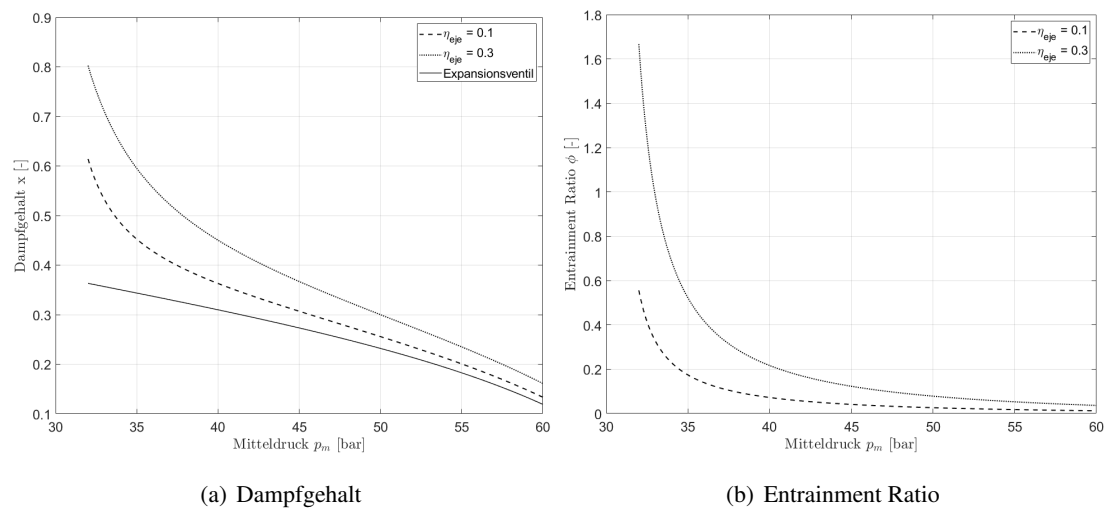
Mit der Enthalpie  $h_6$  und dem Mitteldruck  $p_m$  ist der Zustand des Kältemittels am Ejektoraustritt bestimmt. Wo dieser Punkt im Zweiphasengebiet liegt, beeinflusst wesentlich die Förderleistung des Parallelverdichters. Der Dampfgehalt  $x$  am Ejektoraustritt entspricht bei stationärem Zustand dem Dampfgehalt im Mitteldrucksammler. Der Kältemitteldampf wird anschliessend vom Parallelverdichter angesaugt.

Abbildung 5.1 zeigt den Austrittszustand des Ejektors bei konstanter Ejektoreffizienz. Die Bedingungen an der Treibdüse sind 85 bar bei einer Temperatur von 30 °C, die Verdampfungstemperatur beträgt -5 °C, die Überhitzung im Verdampfer 10 °C.



**Abbildung 5.1** – Austrittszustand aus dem Multi-Ejektor-Block in Abhängigkeit des Mitteldrucks und der Ejektorwirkungsgrad

Isovaporen ( $x$  konstant) verlaufen im Zweiphasengebiet nicht parallel zu den Isenthalpen ( $h$  konstant), dadurch steigt die Förderleistung des Parallelverdichters ebenfalls beim Hochdruck-Expansionsventil für tiefere Mitteldrücke, siehe Abbildung 5.2 a. Für höhere Ejektoreffizienz oder kleinere Druckdifferenz  $\Delta p_{rec}$  nimmt das Entrainment Ratio zu (Abbildung 5.2 b) und forciert zusätzlich die Förderleistung des Parallelverdichters.



**Abbildung 5.2** – Dampfgehalt und Entrainment Ratio in Abhängigkeit des Mitteldrucks,  $T_0 = -5\text{ °C}$ ,  $p_t = 85\text{ bar}$  und  $T_t = 30\text{ °C}$

## 5.2 Grenzbereich im transkritischen Anlagenbetrieb

Simulationsergebnisse (Abbildung 5.3 - 5.5) zeigt den Grenzbereich der untersuchten Schaltungen im transkritischen Bereich für 17 kW und 19 kW Kälteleistung in Abhängigkeit des Mitteldrucks und der Umgebungstemperatur bei Verdampfungstemperaturen von  $-10\text{ °C}$ ,  $-5\text{ °C}$  und  $0\text{ °C}$ . Eingesetzt wird ein konstanter Volumenstrom sekundärseitig im Gaskühler von 65 l/min und einer Ejektoreffizienz von 20 %. Diese als Schätzung für einen gemittelten Wirkungsgrad, basierend auf Messungen von HAFNER et al. [1]. Die vertikalen Linien bezeichnen einerseits den Übergang vom subkritischen in den transkritischen Betrieb, andererseits das Überschreiten des maximalen Betriebsdruck von 105 bar. Grundlage ist die Regelung nach optimalem COP (Kapitel 3.2) und die Annahme, dass  $T_4$  der Umgebungstemperatur ( $T_U = T_{HTF,1}$ ) entspricht. Niedriger Mitteldruck und hohe Umgebungstemperatur erhöht die Kapazität des Parallelverdichters, entsprechend nimmt die Drehzahl zu, im Grenzfall bis zu 85 Hz. Der Mitteldruck wirkt sich direkt auf den Dampfgehalt im Mitteldrucksammler aus, vgl. Abbildung 5.2. Für hohen Umgebungstemperatur respektive sekundäre Gaskühler Vorlauftemperaturen steigt die Temperatur des Kältemittels am Gaskühleraustritt und bei der anschliessenden Expansion ins Zweiphasengebiet fällt mehr Flash Gas an. Demgegenüber reduziert ein hoher Mitteldruck und tiefe Umgebungstemperaturen die Drehzahl des Parallelverdichters, im Grenzfall bis 30 Hz. Kleine Differenzen zwischen Mittel- und Niederdruck erhöht im Allgemeinen den Saugstrom im Ejektor und der Parallelverdichter muss mehr fördern, Abbildung 5.2 a. Vergleicht man den Grenzbereich bei einer Verdampfungstemperatur von  $-10\text{ °C}$  und  $-5\text{ °C}$  ist die obere Drehzahlbegrenzung des Parallelverdichters bei der höheren Verdampfungstemperatur schneller erreicht. Weiter bedingen höhere Kälteleistungen mehr Durchsatz was die Förderleistungen beider Verdichter erhöht. In Abbildung 5.5 wird die untere Drehzahlgrenze des Hauptverdichters (30 Hz) bei etwa 48.5 bar (Kälteleistung 17 kW) und 45 bar (Kälteleistung 19 kW) erreicht. Die Kälteleistung ist direkt-proportional zum Massenstrom durch den Verdampfer. Da die Dichte im Ansaugstutzen des Hauptverdichters bei steigender Verdampfungstemperatur zunimmt, muss gleichzeitig die Frequenz des Hauptverdichters abnehmen, damit der Massenstrom konstant bleibt. Die spezifische Kälteleistung nimmt bei tiefen Mitteldrücken zu (Vorausgesetzt gleiche Überhitzung im Verdampfer), daher tritt die untere Drehzahlgrenze des Hauptverdichters bei tiefen Mitteldrücke zuerst auf.

An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass die Ejektoreffizienz die Förderleistung des Parallelverdichters wesentlich beeinflusst und Simulationsergebnisse Abweichungen zu Messdaten zeigen.

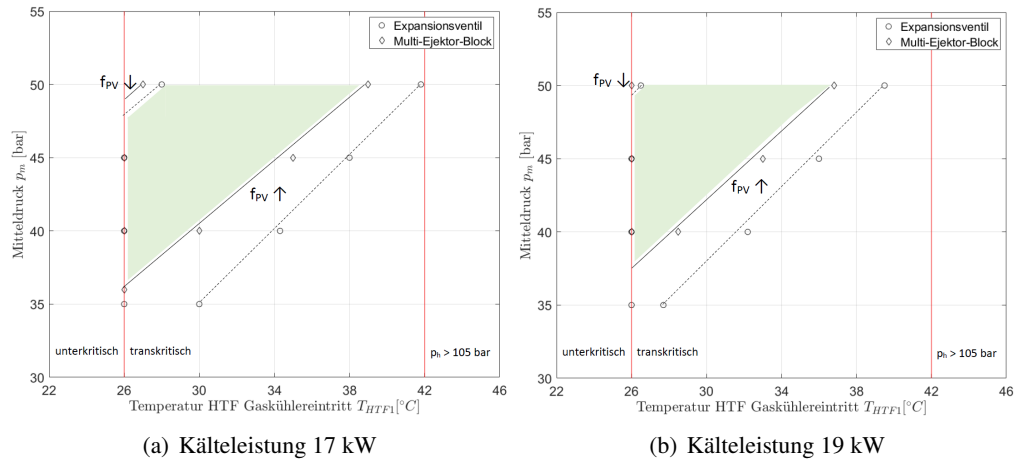


Abbildung 5.3 – Grenzbereich - Simulationsergebnisse mit  $\eta_{eje}=0.2$ ,  $T_0=-10\text{ °C}$

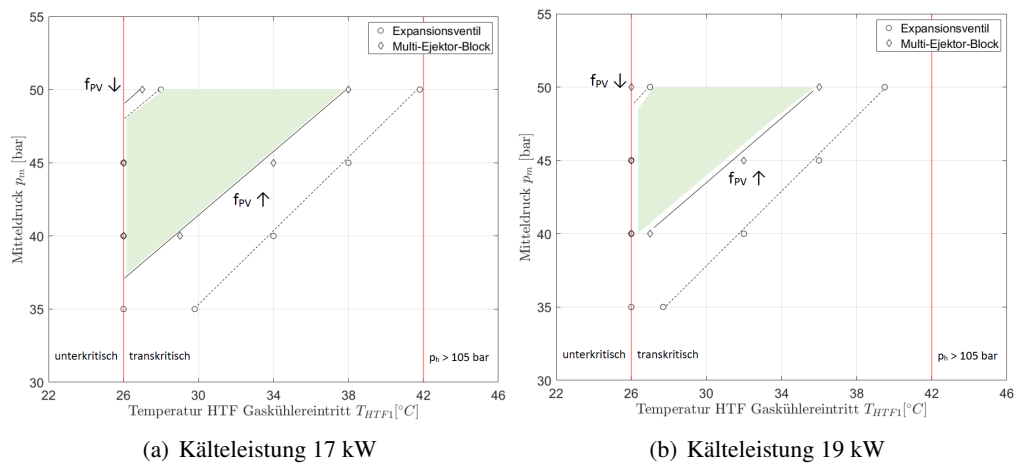


Abbildung 5.4 – Grenzbereich - Simulationsergebnisse mit  $\eta_{eje}=0.2$ ,  $T_0=-5\text{ °C}$

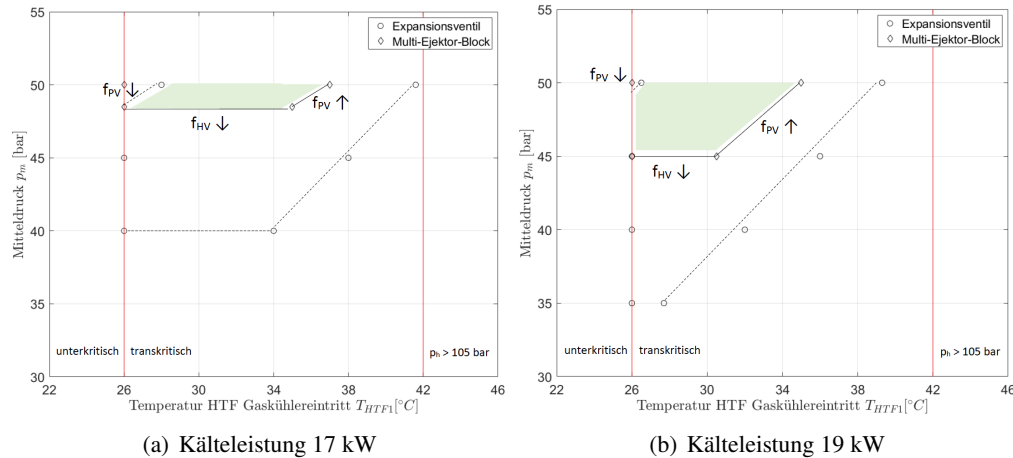


Abbildung 5.5 – Grenzbereich - Simulationsergebnisse mit  $\eta_{eje}=0.2$ ,  $T_0=0$  °C

### 5.3 Test Cases der experimentelle Untersuchung

Die maximale Förderleistung des Parallelverdichters wird im transkritischen Bereich bei hohen Förderleistungen des Hauptverdichters schnell erreicht. Entsprechend wird in dieser Arbeit nur Betriebszustände bei Teillast im unteren Drehzahlbereich des Hauptverdichters untersucht (bis ca. 40 Hz).

Messungen von LENGGENHAGER [20] an der selben Testanlage zeigten, dass bei einer Druckdifferenz  $p_{rec}$  um 13 bar, der Ejektor erst bei  $T_{HTF,1} > 24$  °C Kältemittel ansaugt. Eigene vorgängige Auswertungen zeigten bei  $p_{rec}$  um 15 bar, einer Frequenz des Hauptverdichters von 40 Hz und bis zu Gaskühlereintrittstemperaturen bis zu 36 °C das kein Kältemittel angesaugt wird. Daher waren neben, dem eingeschränkten Anlagenbetrieb (Abbildung 5.3 - 5.5), Druckdifferenz  $< 15$  bar ein weiteres Kriterium bei der Wahl geeigneter Testfälle.

Tabelle 5.1 stellt die Anlagenparameter der experimentellen Untersuchung dar. Beide Schaltungsvarianten werden unter identischen inneren Parameter für die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$ , Verdampfungstemperatur  $T_0$ , Mitteldruck  $p_m$  und äussere sekundärseitige Parameter für den Eintrittszustand am Verdampfer ( $\dot{V}_{HTF,Verd}$ ,  $T_{HTF,3}$ ) und am Gaskühler ( $\dot{V}_{HTF,GK}$ ,  $T_{HTF,1}$ ) untersucht. Es werden drei Test Cases verglichen, einzig die Druckerhöhung  $\Delta p_{rec}$  ändert von ca. 9.5 bar auf 12 bar und Kälteleistung von 17 auf 19 kW. Im Test Case #2 werden die höchsten Umgebungstemperaturen angefahren.

Damit die Kälteleistung mit HPV mit der Kälteleistung bei Ejektor Betrieb übereinstimmt, wird die Frequenz des Hauptverdichters angepasst. Unweigerlich führt dies zu tieferen Drehzahlen des Hauptverdichters, vorausgesetzt der Multi-Ejektor-Block  $CO_2$  saugt an.



	$\dot{Q}_0$	$T_0$	$p_m$	$T_{\text{HTF},3}$ $\dot{V}_{\text{HTF},V}$	$\dot{V}_{\text{HTF,GK}}$	$T_{\text{HTF},1}$
Test Case #1	17 kW	-5 °C	40 bar	4.5 °C 82 $\text{V}_{\text{min}}$	64 $\text{V}_{\text{min}}$	25 - 29 °C Schritt 1 °C
Test Case #2	17 kW	-5 °C	42.5 bar	4.5 °C 82 $\text{V}_{\text{min}}$	64 $\text{V}_{\text{min}}$	24 - 32 °C Schritt 2 °C
Test Case #3	19 kW	-5 °C	42.5 bar	4.5 °C 82 $\text{V}_{\text{min}}$	64 $\text{V}_{\text{min}}$	24 - 30 °C Schritt 2 °C

**Tabelle 5.1** – Betriebsbedingungen der experimentellen Untersuchung für beide Schaltungsvarianten

## 6 Resultate

### 6.1 Resultate der experimentellen Untersuchung

#### 6.1.1 Multi-Ejektor Parameter

Die Verwendung des Multi-Ejektor-Blocks reduziert die Kapazität des Hauptverdichters gegenüber der HPV-Schaltung bei konstanter Kälteleistung. Abbildung 6.1 stellt den Massenstrom durch den Hauptverdichter aller Testfälle dar. Beim Hochdruckventil ist der Massenstrom annähernd konstant für gleiche Kälteleistungen, da kein Massenstrom nach dem Verdampfer durch den Ejektor angesaugt wird. Grössere Druckunterschiede zwischen Mittel - und Niederdruck  $\Delta p_{rec}$  führt zu einer Senkung des Saugmassenstrom im Multi-Ejektor-Block. Höherer Hochdruck führt im Allgemeinen dazu, dass der Ejektor mehr ansaugen kann..

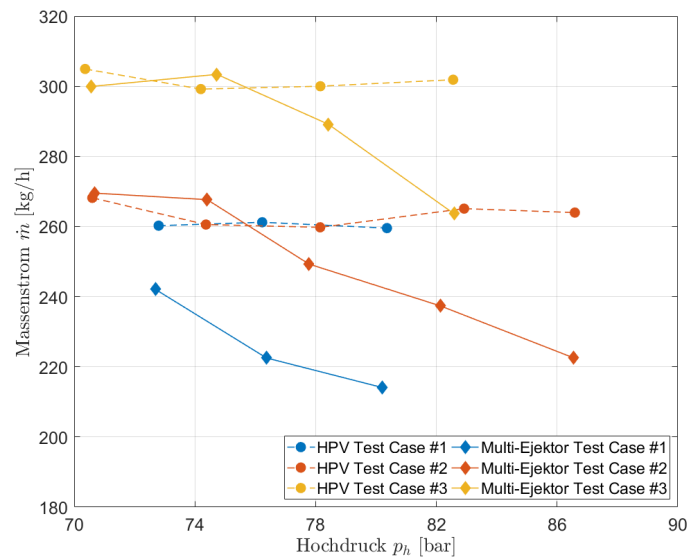


Abbildung 6.1 – Massenstrom durch den Hauptverdichter vs. Hochdruck

Abbildung 6.2 stellt das Saugvermögen und die Effizienz des Multi-Ejektor-Blocks der Testfälle dar. Eine kleinere Druckerhöhung  $\Delta p_{rec}$  zeigt bessere Resultate bezüglich Ejektor Charakteristik. Auch für höhere Drücke an der Treibdüse werden bessere Ergebnisse erzielt. Analoge Ergebnisse werden in der Arbeit von HAIDA [18] vorgestellt. Bei BANASIAK et al. [26] werden höchste Ejektoreffizienzen bei Druckverhältnissen  $p_{eje,out}/p_s$  zwischen 1.22 - 1.31 erzielt (Test Case 1  $p_{eje,out}/p_s = 1.31$  und Test Case 2 und 3  $p_{eje,out}/p_s = 1.39$ ). Für den Test Case 2 und 3 werden erst ab einem Hochdruck von 78 bar aufwärts Kältemittel angesaugt. Hohe Gegendrücke  $p_{eje,out}$  und ein tiefer Druck am Treibdüsen Eintritt können zu einer Fehlfunktion des Ejektors führen. Gemäss BESAGNI et al. [14] können sich bei Erhöhung des Gegendrucks Stosswellen in die Mischkammer hinein bewegen und Rückströmung hervorrufen. Die Resultate zeigen dieses Verhalten beim Test Case 2 und 3 für tiefe Drücke am Treibdüsen Eintritt. In Abbildung 6.2 a) erkennbar durch negative Werte ( $\phi \approx -2\%$ ) für das Entrainment Ratio. Obwohl die Kapazität bei Test Case 3 gegenüber Test Case 2 höher liegt, resultiert bei einem Hochdruck von 78 bar für den Testfall 2 auch absolut ( $\dot{m}_s = 10.2 \text{ kg/h}$ ) ein höherer Saugstrom als für den Testfall 3 ( $\dot{m}_s = 4.4 \text{ kg/h}$ ).

Als Vergleich gibt ELBEL et al. [8] Ejektorwirkungsgrade von 5 – 15 %, LUCAS et al. [19] 8 - 22 %, TISCHENDORF [10] 7 - 22 % an, HAIDE et al. [18] (Multi-Ejektor-Block) 7 - 33 % und

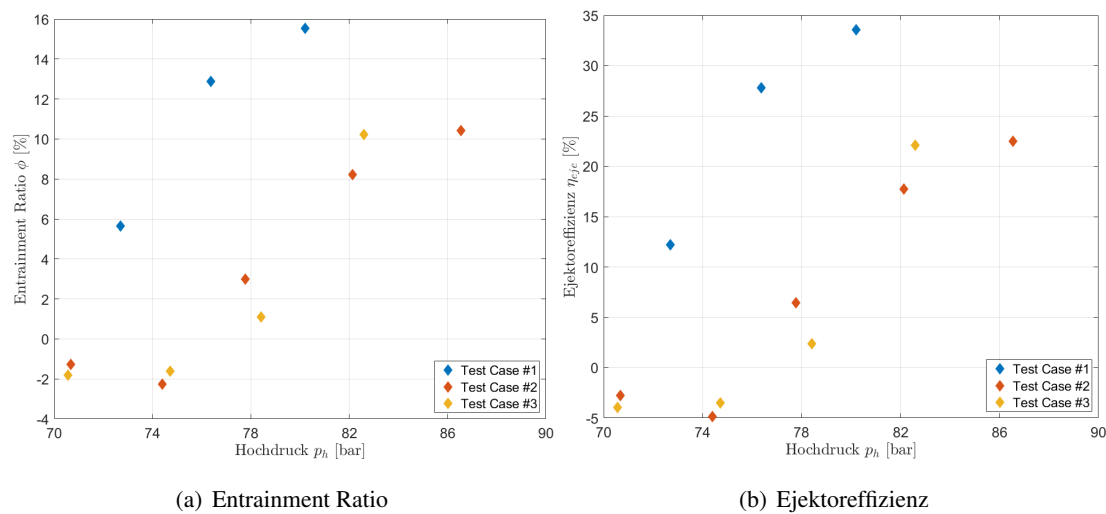


Abbildung 6.2 – Ejektor Charakteristik abhängig vom Hochdruck und Druckerhöhung

bei BANASIAK et al. [26] (Multi-Ejektor-Block) werden Höchstwerte bis zu 37 % gemessen.

### 6.1.2 Verdichter Parameter

Bei den höchsten Gaskühlereintrittstemperaturen sinkt die Leistungsaufnahme des Hauptverdichter im Test Case 1 um 11 %, im Test Case 2 um 11 % und im Test Case 3 nur noch um 3 %. Gleichzeitig erhöht sich die Last des Parallelverdichter im Test Case 1 um 49 %, im Test Case 2 um 40 % und im Test Case 3 um 21 %.

Für den Testfall 1 sind in Abbildung 6.3 die Verdichtereffizienz des Parallel- und Hauptverdichter dargestellt, ebenso die Verdichtereffizienz des Systems gemäss Gleichung 3.15. Dabei zeigt der Parallelverdichter tiefere Werte als der Hauptverdichter sowohl bei der Schaltung mit und ohne Ejektor-Block. Abbildung 6.4 zeigt den Vergleich bei unterschiedlichen Kälteleistung. Der Testfall 3 weist, begründet durch die höhere Kälteleistung und folglich grösseren Drucksätze, Vorteil betreffend Verdichtereffizienz auf (siehe Kapitel 4.3). Bemerkbar ebenfalls bei den Messergebnissen in Abbildung 6.3, die Verdichtereffizienz des Hauptverdichters ist bei der HPV-Schaltung höher. Die Druckverhältnisse sind dieselben, einzig ist beim Expansionsventil die Frequenz des Hauptverdichters 3-5 Hz höher als mit dem Multi-Ejektor-Block. Die gesamte Verdichtereffizienz wird verstärkt vom Hauptverdichter vorgegeben, entsprechend ist  $\eta_{Verd,Sy}$  bei der HPV-Schaltung höher. Die Drehzahl beeinflusst die Effizienz des Parallelverdichters unter den betrachteten Parameter nur unwesentlich, vgl. Abbildung 6.3. Bei Testfall 1 ist im Schnitt  $f_{PV,HPV}$  20 Hz höher als beim Multi-Ejektor.

### 6.1.3 System Performance

Abbildung 6.5 - 6.7 stellt für die drei Testfälle den COP über der Gaskühlereintrittstemperatur beider Schaltungen gegenüber. Werte für die relative Änderung des COP und  $\eta_{Verd,Sy}$  gegenüber der Schaltung mit HPV, sowie der Hochdruck und die Kälteleistung sind in der Tabelle 6.1 - 6.3 aufgeführt. Neben dem Erwartungswert ist die erweiterte Messunsicherheit angegeben, diese ist die Standardunsicherheit der Messung multipliziert mit einem Erweiterungsfaktor  $k = 2$ , was für eine Normalverteilung einem Vertrauensniveau von ca. 95 % entspricht. Es zeigte sich, dass die Messunsicherheiten relativ hoch sind und hauptsächlich den Schwankungen der Messgrössen und dem Stromeingangsmodul zuzuschreiben sind. Beim COP entspricht die erweiterte Standardabweichung etwa 6-8 %. Im Anhang unter Kapitel A.5 ist eine ausführliche

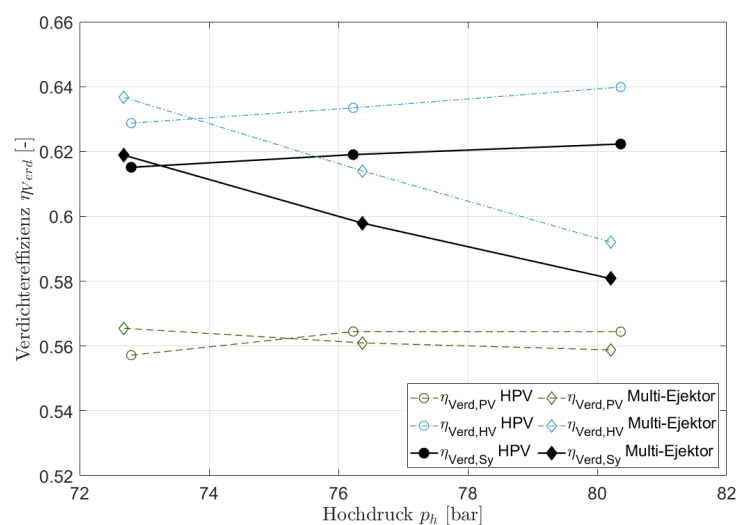


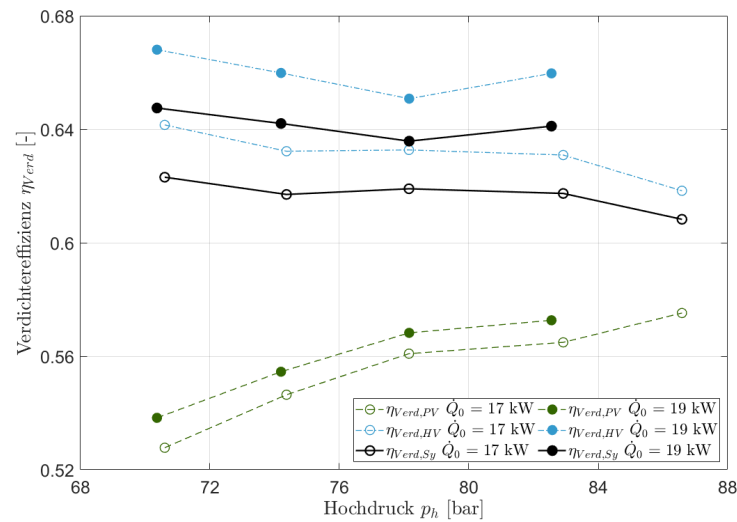
Abbildung 6.3 – Verdichtereffizienz  $\eta_{Verd,PV}$ ,  $\eta_{Verd,HV}$  und  $\eta_{Verd,Sy}$  für Test Case #1

Beschreibung der Unsicherheit dargestellt.

Für die Testfälle 1 und 2 sind die Unterschiede im COP sehr gering, unterhalb von 2 % und folglich innerhalb der Messunsicherheit. Ebenfalls beim Testfall 3 sind die Unterschiede des Erwartungswert mit maximal 6.8 % gering und innerhalb der Messunsicherheit.

Bei den Messreihen von HAIDA et al. mit analoger Verschaltung und Multi-Ejektor-Block zeigen die Messungen einen Ranch von -6.5 % bis +8% betreffend  $\Delta COP$ . Umfangreiche Parametervariationen wurden in dieser Arbeit durchgeführt, z.B. Druckerhöhung  $\Delta p_{rec}$  von 2 - 16 bar und Umgebungstemperaturen bis 36 °C. Damit der Parallelverdichter die nötige Kapazität decken kann, ist ein zusätzlicher zweiter Parallelverdichter installiert. HAIDA vermutet, dass die Leistungsverbesserung stark von der Verdichtereffizienz beeinflusst wird und dass die grosse Last und ineffiziente Kompression vom Parallelverdichter die COP Verbesserung in ihren Messungen limitiert.

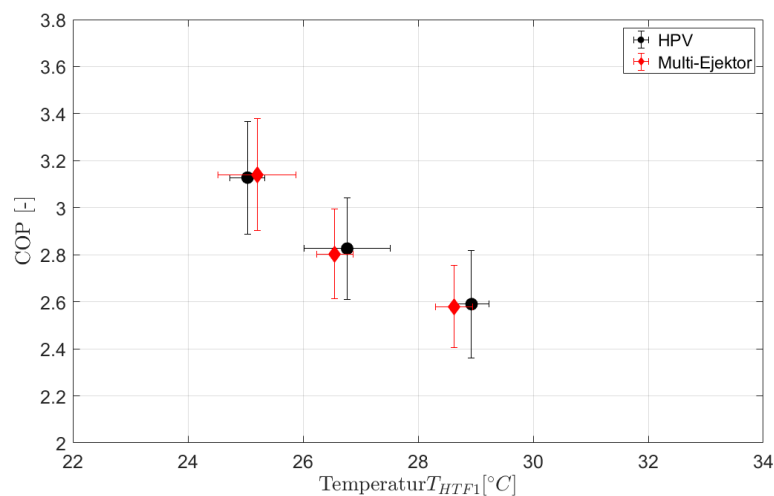
Eigene Messungen zeigen ebenfalls schlechtere Verdichterwirkungsgrade des gesamten Systems, bedingt durch die schlechtere Performance des Parallelverdichters gegenüber dem Hauptverdichter (siehe Bewertungsgrößen in Kapitel 4.3). Für den Test Case 1 zeigen Messungen tiefere Werte für  $\eta_{Verd,Sy}$  beim Ejektorbetrieb bis zu 7 %, Test Case 2 mit bis zu 5 % und für den Test Case 3 bis zu 9 %. Ausnahmen bilden Messungen für den Testfall 2 und 3. Gemäss Abbildung 6.2 wird kein Kältemittel vom Ejektor-Block angesaugt. Im Testfall 3 und für die tiefsten Temperaturen sind die Diskrepanzen beider Schaltungsvarianten betreffend COP am grössten ( $\Delta COP = -6.8$  %). Ein Grund hierfür könnten Rückströmungen im Ejektor sein. Die Berechnung des kritischen Druckverhältnis bzw. Druck bei der engsten Stelle nach Kapitel 4.5.1 bei  $T_t = 23.6$  °C und  $p_t = 70.5$  bar, ergibt  $p_{throat} = 40.4$  bar und somit einen tieferen Druck als der Mitteldruck von 42.5 bar. In der gesamten Treibdüse herrscht demnach unterkritischer Betrieb und der Ejektor arbeitet nicht wie gewünscht. Vergleicht man Testfall 2 ( $\dot{Q}_0 = 17$  kW) und Testfall 3 ( $\dot{Q}_0 = 19$  kW) ist die Systemperformance bei Kälteleistungen von 19 KW bei der HPV-Schaltung besser. Simulationen des Kältekreislaufs soll zeigen, wie das Verhalten bei weiteren Betriebsbedingungen ist. Des Weiteren wie hoch das Potential der Ejektorschaltung bei vergleichbaren Verdichtern ist.



**Abbildung 6.4** – Verdichtereffizienz  $\eta_{Verd,PV}$ ,  $\eta_{Verd,HV}$  und  $\eta_{Verd,Sy}$  für die HPV-Schaltung,  $\dot{Q}_0 = 17$  kW und 19 kW

$T_{HTF,1,HPV}$ $T_{HTF,1,eje}$ [°C]	$p_{h,HPV}$ $p_{h,eje}$ [bar]	$\dot{Q}_{0,HPV}$ $\dot{Q}_{0,eje}$ [kW]	$\eta_{Verd,Sy,HPV}$ $\eta_{Verd,Sy,Eje}$ [-]	$\Delta\eta_{Verd,Sy}$ [%]	$COP_{HPV}$ $COP_{Eje}$ [-]	$\Delta COP$ [%]
$25.0 \pm 0.3$	$72.7 \pm 1.5$	$16.9 \pm 0.9$	0.62	0.6	$3.09 \pm 0.24$	0.8
$25.2 \pm 0.7$	$72.6 \pm 1.7$	$17.0 \pm 1.0$	0.62		$3.12 \pm 0.24$	
$26.8 \pm 0.8$	$76.1 \pm 1.5$	$17.2 \pm 1.0$	0.62	-3.4	$2.89 \pm 0.21$	0.8
$26.6 \pm 0.3$	$76.3 \pm 1.8$	$17.5 \pm 0.8$	0.60		$2.91 \pm 0.19$	
$28.9 \pm 0.3$	$80.3 \pm 1.5$	$16.9 \pm 1.2$	0.62	-6.7	$2.61 \pm 0.23$	1.2
$28.6 \pm 0.3$	$80.1 \pm 1.8$	$17.6 \pm 0.8$	0.58		$2.64 \pm 0.18$	

**Tabelle 6.1** – Test Case #1 - COP, Verdichtereffizienz  $\Delta\eta_{Verd,Sy}$ , Kälteleistung  $\dot{Q}_0$ , Hochdruck  $p_h$  und Gaskühlereintrittstemperatur  $T_{HTF,1}$



**Abbildung 6.5** – COP vs. Temperatur sekundärseitig Gaskühlereintritt für den Test Case #1

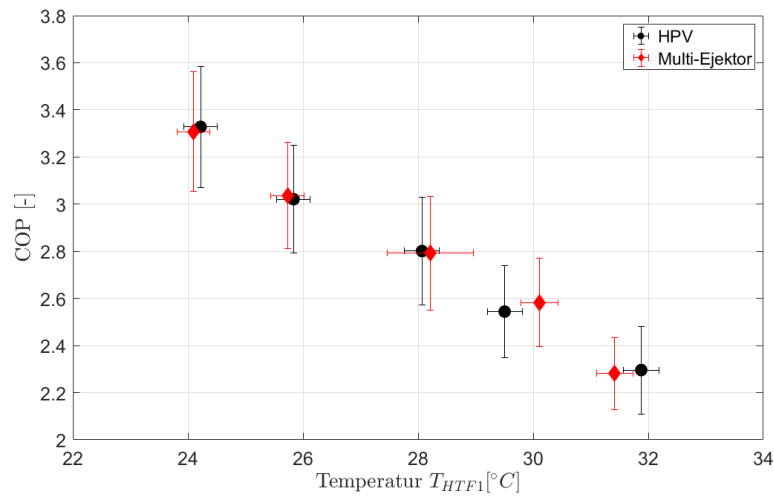


Abbildung 6.6 – COP vs. Temperatur sekundärseitig Gaskühlereintritt für den Test Case #2

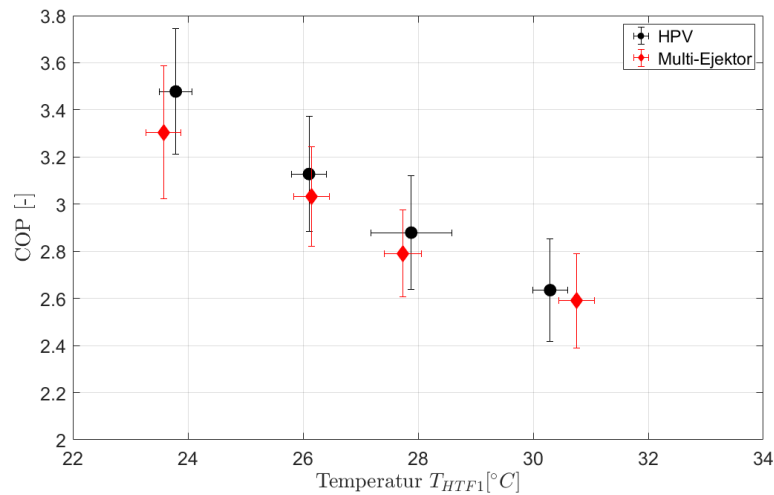


Abbildung 6.7 – COP vs. Temperatur sekundärseitig Gaskühlereintritt für den Test Case #3

$T_{HTF,1,HPV}$ $T_{HTF,1,eje}$ [°C]	$p_{h,HPV}$ $p_{h,eje}$ [bar]	$\dot{Q}_{0,HPV}$ $\dot{Q}_{0,eje}$ [kW]	$\eta_{Verd,Sy,HPV}$ $\eta_{Verd,Sy,Eje}$ [-]	$\Delta\eta_{Verd,Sy}$ [%]	$COP_{HPV}$ $COP_{Eje}$ [-]	$\Delta COP$ [%]
24.2 ± 0.3	70.5 ± 1.4	17.0 ± 0.9	0.62	1.2	3.28 ± 0.26	-0.6
24.1 ± 0.3	70.6 ± 1.6	16.9 ± 0.9	0.63		3.26 ± 0.25	
25.8 ± 0.3	74.3 ± 1.5	16.6 ± 0.9	0.62	3.0	2.97 ± 0.23	0.8
25.7 ± 0.3	74.3 ± 1.7	16.6 ± 0.8	0.64		2.99 ± 0.23	
28.1 ± 0.3	78.1 ± 1.5	16.5 ± 1.0	0.62	-3.0	2.78 ± 0.23	-0.5
28.2 ± 0.7	77.7 ± 1.9	16.5 ± 1.1	0.60		2.76 ± 0.24	
29.5 ± 0.3	82.8 ± 1.5	16.9 ± 0.9	0.62	-3.9	2.52 ± 0.20	1.0
30.1 ± 0.3	82.0 ± 1.8	17.0 ± 0.9	0.59		2.55 ± 0.19	
31.9 ± 0.3	86.5 ± 1.6	16.8 ± 1.1	0.61	-4.6	2.28 ± 0.19	-1.3
31.4 ± 0.3	86.5 ± 2.0	16.7 ± 0.8	0.58		2.25 ± 0.15	

Tabelle 6.2 – Test Case #2 - COP, Verdichtereffizienz  $\Delta\eta_{Verd,Sy}$ , Kälteleistung  $\dot{Q}_0$ , Hochdruck  $p_h$  und Gaskühlereintrittstemperatur  $T_{HTF,1}$

$T_{\text{HTF},1,\text{HPV}}$ $T_{\text{HTF},1,\text{eje}}$ [°C]	$p_{\text{h},\text{HPV}}$ $p_{\text{h},\text{eje}}$ [bar]	$\dot{Q}_{0,\text{HPV}}$ $\dot{Q}_{0,\text{eje}}$ [kW]	$\eta_{\text{Verd},\text{Sy},\text{HPV}}$ $\eta_{\text{Verd},\text{Sy},\text{Eje}}$ [-]	$\Delta\eta_{\text{Verd},\text{Sy}}$ [%]	$COP_{\text{HPV}}$ $COP_{\text{Eje}}$ [-]	$\Delta COP$ [%]
$23.8 \pm 0.3$	$70.3 \pm 1.4$	$19.3 \pm 1.0$	0.65	-1.4	$3.45 \pm 0.27$	-6.8
$23.6 \pm 0.3$	$70.5 \pm 1.7$	$18.6 \pm 1.4$	0.64		$3.22 \pm 0.28$	
$26.1 \pm 0.3$	$74.1 \pm 1.6$	$19.0 \pm 1.1$	0.64	0.2	$3.14 \pm 0.24$	-4.2
$26.1 \pm 0.3$	$74.6 \pm 1.8$	$18.9 \pm 0.9$	0.64		$3.00 \pm 0.21$	
$27.9 \pm 0.7$	$78.1 \pm 1.5$	$19.1 \pm 1.2$	0.64	-3.3	$2.87 \pm 0.24$	-4.5
$27.7 \pm 0.3$	$78.3 \pm 1.9$	$18.7 \pm 0.9$	0.61		$2.74 \pm 0.18$	
$30.3 \pm 0.3$	$82.4 \pm 1.5$	$19.0 \pm 1.1$	0.64	-8.6	$2.63 \pm 0.22$	-1.1
$30.8 \pm 0.3$	$82.5 \pm 1.9$	$19.3 \pm 1.1$	0.59		$2.60 \pm 0.20$	

**Tabelle 6.3** – Test Case #3 - COP, Verdichtereffizienz  $\Delta\eta_{\text{Verd},\text{Sy}}$ , Kälteleistung  $\dot{Q}_0$ , Hochdruck  $p_h$  und Gaskühler-eintrittstemperatur  $T_{\text{HTF},1}$

## 6.2 Resultate aus dem Simulationsmodell

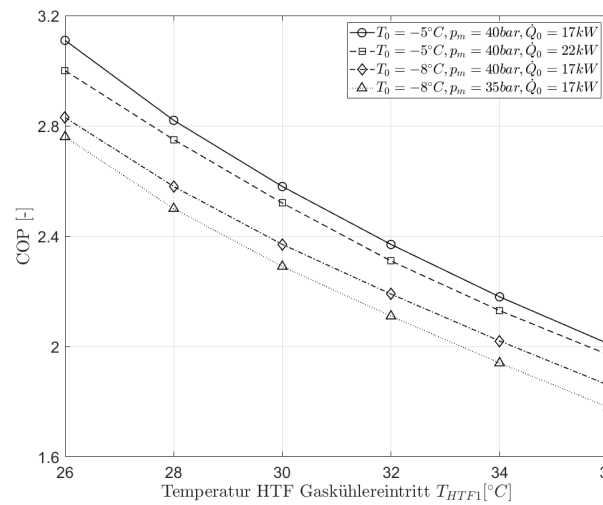
Nachfolgenden Simulationsergebnisse wurden unter Verwendung identischer Verdichterkennfelder erzeugt. Grundlage beider Verdichter sind die Kenngrößen für den volumetrischen und isentropen Wirkungsgrad sowie die Verdichtereffizienz analog den Daten des Hauptverdichters bei konstant 50 Hz (siehe Kapitel 4.3). Dadurch wird der Einfluss unterschiedlicher Verdichter unterbunden und soll das Potential des Ejektors unter idealisierten Vergleichsbedingungen simulieren. Die Drehzahlabhängigkeit und Drehzahlbegrenzung der Verdichter werden unterdrückt. Zusätzliche Betriebszustände werden untersucht, welche in der Versuchsanlage nicht angefahren werden können. Der Durchsatz des Wärmeträgerfluids in den Gaskühler beträgt konstant  $64 \text{ l/min}$ . Variiert werden Verdampfungstemperatur  $T_0$ , Kälteleistung  $\dot{Q}_0$ , Mitteldruck  $p_m$  und Umgebungstemperatur bzw. Temperatur am Gaskühlereintritt des sekundären Fluids.

Abbildung 6.8 zeigt die Performance des Anlagenbetriebs mit Expansionsventil bei unterschiedlichen Randbedingungen. Höhere Temperaturen am Gaskühlerausstritt  $T_4$  resultieren bei steigender Kälteleistung, da mehr Wärme bei gleichen Eintrittsbedingungen des HTF abgeführt werden muss. Dadurch steigt der Hochdruck gemäss Gleichung 3.1 und ist bei den Ergebnissen mit einer Kälteleistung von 22 kW um etwa 1 bar grösser als bei 17 kW, folglich ist der COP tiefer. Grosse Temperaturhübe zwischen Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe führen in der Regel zu höheren exergetischen Verlusten und zu einer Verringerung der Performance.

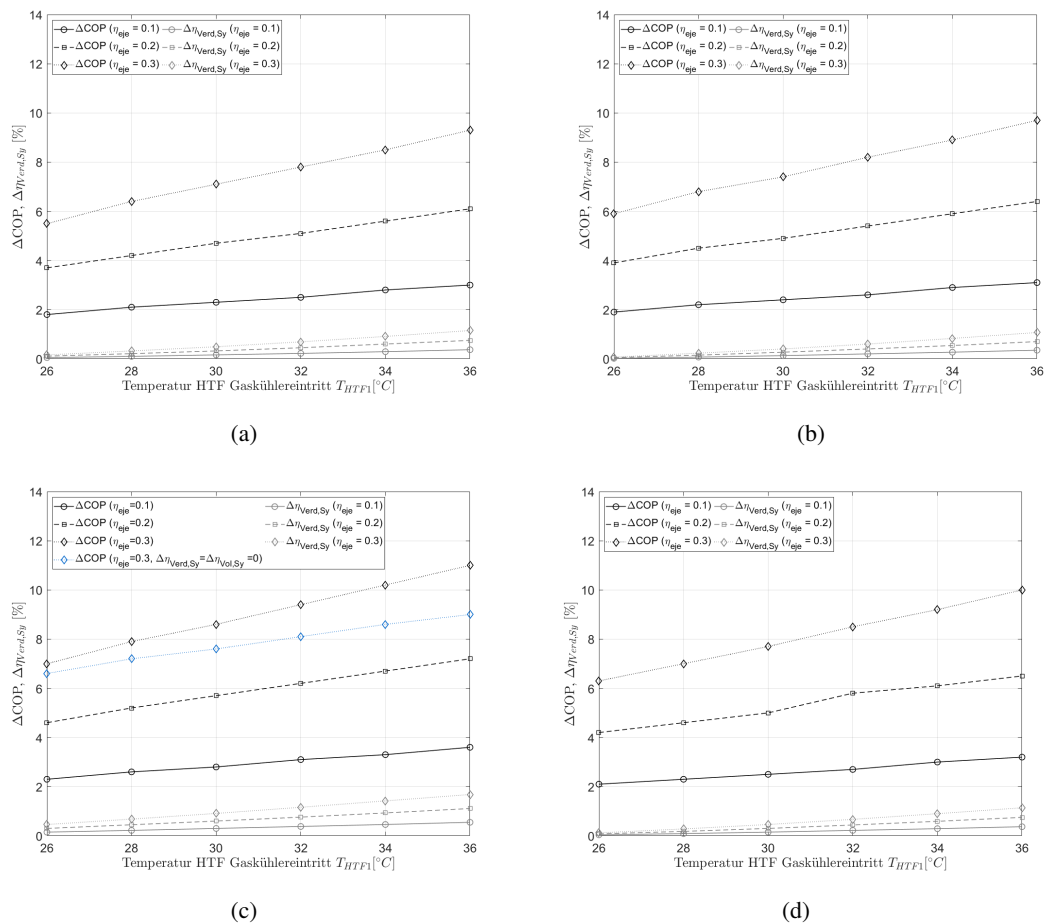
Auf Basis der Randbedingungen und Ergebnissen aus Abbildung 6.8 zeigt Abbildung 6.9 die Veränderung im Ejektorbetrieb gegenüber dem Expansionsventil. Alle Zustände präsentieren eine Verbesserung des COPs, wobei diese umso grösser ausfällt, je höher die Gaskühlereintrittstemperatur und der Ejektorwirkungsgrad ist. Der Hochdruck nimmt bei höheren Temperaturen zu und folglich ebenso Drosselverluste bei der isenthalpen Entspannung vom Hochdruck auf den Mitteldruck mittels Expansionsventil (siehe Kapitel 2.2). Der Ejektor reduziert diese Drosselverlust und die Arbeitsentnahme bei der Expansion ist grösser, was sich schliesslich in einer linearen Zunahme vom  $\Delta COP$  mit der Temperatur am Gaskühler äussert.  $\Delta COP$  ist proportional dem Ejektorwirkungsgrad, je höher  $\eta_{\text{eje}}$  desto mehr wird der Hauptverdichter zugunsten des Parallelverdichters entlastet bzw. eine bestimmte Menge an Kältemittel kann über eine grössere Druckdifferenz komprimiert werden. Für  $\eta_{\text{eje}} = 0.3$  und den  $T_{\text{HTF},1} = 36 \text{ °C}$  werden Verbesserungen beim COP von etwa 10 % erreicht, mit Höchstwert von 11 % bei der kleinsten Druckdifferenz von  $\Delta p_{\text{rec}} = 7 \text{ bar}$  ( $p_m = 35 \text{ bar}$ ,  $T_0 = -8 \text{ °C}$ ).

Des Weiteren ist der Trend bei der Änderung der Verdichtereffizienz dargestellt. Obwohl die Kennfelder der Verdichter gleich sind, muss der Parallelverdichter eine kleinere Druckerhöhung erzeugen als der Hauptverdichter, was günstigere Bedingungen für den Verdichter induziert. Wie in Kapitel 4.3 ausgeführt, besitzen die Verdichter bei einem Druckverhältnis von 2-3 ein Maximum des Verdichterwirkungsgrads, der volumetrische Liefergrad sinkt bei höheren Lieferdrücken. Wie sich  $\Delta \eta_{\text{Verd,Sy}}$  entwickelt, hängt in erster Linie davon ab, wie die 3 Druckniveaus sind und wie viel Massenstrom der Parallelverdichter ansaugen kann. Dabei ist  $\Delta \eta_{\text{Verd,Sy}}$  direkt proportional des Ejektorwirkungsgrad. Abbildung 6.9 c) zeigt zusätzlich Ergebnisse falls  $\lambda_{\text{Sy}}$  und  $\eta_{\text{Verd,Sy}}$  beider Schaltungsvarianten bei jedem Betriebspunkt identisch sind. Die COP-Verbesserung fällt dabei von  $\Delta COP = 11.0 \text{ %}$  bei  $\Delta \eta_{\text{Verd,Sy}} = 1.7 \text{ %}$  auf  $\Delta COP = 9.0 \text{ %}$  bei  $\Delta \eta_{\text{Verd,Sy}} = 0 \text{ %}$  ab. In welchen Arbeitspunkten die einzelnen Verdichter arbeiten, beeinflusst stark die gesamte Performance der Anlage.





**Abbildung 6.8** – Simulationsergebnisse des COPs bei identischen Verdichterkennfelder des Parallel- und Hauptverdichter vs Gaskühlereintrittstemperatur



**Abbildung 6.9** – Simulationsergebnisse der relativen Änderung des COPs und der effektiven Verdichtereffizienz bei identischen Verdichterkennfelder des Parallel- und Hauptverdichter über der Gaskühlereintrittstemperatur: a)  $\dot{Q}_0 = 17 \text{ kW}$ ,  $T_0 = -8 \text{ °C}$ ,  $p_m = 40 \text{ bar}$ ; b)  $\dot{Q}_0 = 17 \text{ kW}$ ,  $T_0 = -5 \text{ °C}$ ,  $p_m = 40 \text{ bar}$ ; c)  $\dot{Q}_0 = 17 \text{ kW}$ ,  $T_0 = -8 \text{ °C}$ ,  $p_m = 35 \text{ bar}$ ; d)  $\dot{Q}_0 = 22 \text{ kW}$ ,  $T_0 = -5 \text{ °C}$ ,  $p_m = 40 \text{ bar}$

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte ein Modell des Kälte-Kreislauf entwickelt werden. Gleichungen zur Beschreibung der Komponenten (Gaskühler, Sauggasüberhitzer, Separator, Verdichter, Ejektor) wurden aufgestellt. Basierend auf dem Modell nach BRENNEN [42] zur Beschreibung der Schallgeschwindigkeit für Zweiphasigenströmungen kann der Treibmassestrom für blockierte Strömungen berechnet werden. Für den Gaskühler wurde eine Finite-Element-Methode angewendet, um die Charakteristik des Wärmetauschers zu beschreiben. Software-Daten der Hersteller lieferten passende Kennfelder für die einzelnen Verdichter. Schliesslich wurden die einzelnen Komponenten zur Modellierung des gesamten System über Zustandsvariablen miteinander gekoppelt. Ein Vergleich mit Messungen zeigte das Modell Unterschiede von maximal 5 - 6 % betreffend der elektrischen Leistungsaufnahme, Kälteleistung und COP. Angesichts der Modellierung könnten empirische oder physikalische Gleichungen betreffend Effizienz des Multi-Ejektor-Moduls in weiteren Arbeiten eingeführt werden. So geben TISCHENDORF [10], FIORENZANO [38] empirische Korrelationen, basierend auf dimensionslosen Kennzahlen, für den Ejektorwirkungsgrad an.

Neben der Modellbildung wurde eine experimentelle Untersuchung des Kältekreislaufs mit Multi-Ejektor-Block durchgeführt und die System Performance gegenüber einer herkömmlichen Parallelschaltung mit Expansionsventil analysiert. Die Differenz in der Verdichtereffizienz des gesamten Systems beeinflusst negativ die Performance des  $CO_2$  - Kältekreislaufs. Vergleichbare Kälteleistungen reduziert die Drehzahl des Hauptkompressors mit Multi-Ejektor-Block und führt zu einer Verschlechterung der Effizienz des Kompressors. Zusätzlich wird der Parallelverdichter mit dem Ejektor mehr ausgelastet. Bei den untersuchten Betriebszustände ist der Wirkungsgrad des Parallelverdichters gegenüber dem Hauptverdichter tiefer. Systemverbesserung mit Hilfe eines Ejektors werden durch die genannten Gründe limitiert. Abschliessend zeigten Modellergebnisse das Potenzial für vergleichbare Verdichter sowie identische Werte für den gesamten Liefergrad  $\lambda_{Sy}$  und Verdichtereffizienz  $\eta_{Sy}$ . Die Simulationsergebnisse des Kältekreislaufs mit Ejektor zeigten bis zu 10 % höhere Werte für den COP als bei der Schaltung mit HPV. Entgegen der Erwartung präsentierten empirischen Daten betreffend COP keine Verbesserungen, zumindest nicht innerhalb der Messunsicherheit. Dies ist ein grosser Kritikpunkt bei der durchgeführten Untersuchung. Eine umfassende Fehlerrechnung wurde erst nach Abschluss der Messreihen durchgeführt, wo sich dann zeigte, wie gross die einzelnen Einflussfaktoren sind. Neben den Schwankungen, die in einem dynamischen System wie der untersuchten Kälteanlage nicht komplett vermieden werden können, muss das Stromeingangsmodul (NI-9203) als weitere gewichtige Unsicherheitsquelle genannt werden. Der Autor hat es versäumt die Messgeräte zu überprüfen. So mussten Werte für unkalibrierte Module verwendet werden. So gibt der Hersteller einen Fehler von  $\pm 0.49 \%$  vom Messwert und  $\pm 0.46 \%$  vom Endwert an. Bei den untersuchten Betriebspunkte waren Messgrössen des Massenstroms und elektrischen Leistungsaufnahme im unteren Messbereich, was den relativen Fehler erhöht. Die Berechnung der Kälteleistung mit Hilfe des sekundären Kreislaufs wurde kontrolliert. Dies ergab aufgrund kleinen Temperaturdifferenz  $T_{HTF,3} - T_{HTF,4} \approx 3 \text{ }^\circ\text{C}$  bei den Testserien höhere Messunsicherheiten.

Weiterführende Untersuchungen am Multi-Ejektor-Block könnten darin bestehen, kleinere Druckdifferenzen zu analysieren, bei  $\Delta p_{rec} = 12 \text{ bar}$  konnte der Multi-Ejektor-Block erst bei höheren Drücken am Treibdüsen Eintritt ( $> 74 \text{ bar}$ ) Kältemittel ansaugen. Denkbar wäre auch eine simultane Nutzung des Expansionsventil und Ejektor. Dabei wird ein Teil des Hochdrucks durch

ein Expansionsventil und der andere Teil mittels Ejektors entspannt, wie in der Arbeit von BANASIAK et al. [26]. Die Resultate zeigten die größten Verbesserung im COP (+ 9.8 %) und Exergieeffizienz (+ 13.1 %) bei teilweiser Verwendung des Multi-Ejektors, fast 50 % des gesamten Kältemittels werden im HPV expandiert. Als Gründe nennen die Autoren eine schlechtere Ejektor-Effizienz und verstärkte Irreversibilitäten in den Verdichtern. Die optimale Verwendung des Multi-Ejektors liegt nicht nur darin, möglichst viel Arbeit aus der Expansion zu entnehmen, sondern die gesamte Systemleistung unter Berücksichtigung aller Anlagenkomponenten zu optimieren.

Mehrere Verschaltungsvarianten können bei der Versuchsanlage im Kältelabor eingestellt werden. Neben einstufigen Kreisprozessen können zweistufige mit Parallelverdichtung, Flashgaseinspritzung sowie Parallelverdichtung mit Multi-Ejektor-Block eingerichtet werden. Damit ist klar, dass eine optimale Auslegung auf jede einzelne Schaltung aufgrund unterschiedlicher Wirkungsweisen und Anforderungen nicht gegeben ist. Im Verlauf der Arbeit insbesondere bei der experimentellen Untersuchung zeigte sich dies immer wieder deutlich. Betriebspunkte, welche mit HPV problemlos angefahren werden konnten, überschritten im Ejektorbetrieb Kapazitätsgrenzen des Parallelverdichters. Vorallem im transkritischen Bereich mit hohen Gaskühleraustrittstemperaturen und kleiner Druckdifferenz zwischen Mittel- und Tiefdruck limitiert der Parallelverdichter die Einsatzgrenzen des Ejektors und der Hauptverdichter kann nur bei Teillast betrieben werden. Je nach zukünftigen Forschungsschwerpunkten müsste man einen Umbau der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage in Betracht ziehen. Beispielsweise durch die Installation eines weiteren Parallelverdichters, der je nach Auslastung hinzugeschaltet werden kann. Im Hinblick auf Flexibilität wäre ein zusätzlicher Parallelverdichter die optimale Lösung. Alternativ bietet sich der Ersatz eines Parallelverdichters mit grösserer oder ein Hauptverdichter mit kleinerer Förderleistung an. Jedoch könnte dabei ein tiefer Dampfgehalt in der Zuleitung zum Mitteldrucksammler zu Problemen führen, da die minimale Förderleistung unterschritten werden könnte.

## Literatur

- [1] Armin Hafner, Sven Försterling, and Krzysztof Banasiak. Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 43:1–13, July 2014.
- [2] Paride Gullo, Armin Hafner, and Krzysztof Banasiak. Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. *International Journal of Refrigeration*, 93:269–310, September 2018.
- [3] Zhuo Huang, Hongxia Zhao, Zeting Yu, and Jitian Han. Simulation and optimization of a R744 two-temperature supermarket refrigeration system with an ejector. *International Journal of Refrigeration*, 90:73–82, June 2018.
- [4] Shecco. F-Gas Regulation shaking up the HVAC-R industry, October 2016.
- [5] Gernot Weber. *Kälte- und Klimasystemtechnik: Lehrbuch zur Industriekälte*. VDE Verlag, Berlin, 2014.
- [6] Guillermo Restrepo, Monika Weckert, Rainer Brüggemann, Silke Gerstmann, and Hartmut Frank. Ranking of Refrigerants. *Environmental Science and Technology*, 42(8):2925–2930, April 2008.
- [7] Alan A. Kornhauser. The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, January 1990.
- [8] Stefan Wilfried Elbel and Pega Hrnjak. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 31(3):411–422, May 2008.
- [9] Andreas Franke. *Thermische Rekuperation im stationären Betrieb - Ein Beitrag zur Optimierung des Clausius-Rankine-Prozesses zur Wärmerückgewinnung im Kraftfahrzeug*. PhD thesis, Universität Darmstadt, Darmstadt, January 2016.
- [10] Christian Tischendorf. *Untersuchung eines Ejektors in einem R744-Kältekreislauf*. PhD thesis, TU Braunschweig, December 2013.
- [11] Per G. Lundqvist. Recent refrigeration equipment trends in supermarkets: energy efficiency as leading edge. 2000.
- [12] S. A. Tassou, Y. Ge, A. Hadawey, and D. Marriott. Energy consumption and conservation in food retailing. *Applied Thermal Engineering*, 31(2):147–156, February 2011.
- [13] Kabiona Izuba Cizungu. *Dissertation - Modellierung und Optimierung von Ein- und Zweiphasen- Strahlverdichtern im stationären Betrieb*. PhD thesis, Universität Stuttgart, Walungu, August 2013.
- [14] Giorgio Besagni, Riccardo Mereu, and Fabio Inzoli. Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53:373–407, January 2016.
- [15] Christian Kaiser, Andreas Schröder, and Gabriele Raabe. Entwicklung eines CO<sub>2</sub>-Ejektorkreislaufs für eine umschaltbare Wärmepumpen-Klimaanlage für Omnibusklimaanlagen, December 2014.

- [16] Angel A. Pardinas, Armin Hafner, and Krzysztof Banasiak. Novel integrated CO<sub>2</sub> vapour compression racks for supermarkets. Thermodynamic analysis of possible system configurations and influence of operational conditions. *Applied Thermal Engineering*, 131:1008–1025, February 2018.
- [17] Stefan Wilfried Elbel and Predrag S Hrnjak. Effect of Internal Heat Exchanger on Performance of Transcritical CO<sub>2</sub> Systems with Ejector. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 2004.
- [18] Michal Haida, Krzysztof Banasiak, Jacek Smolka, Armin Hafner, and Trygve M. Eikevik. Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module. *International Journal of Refrigeration*, 64:93–107, April 2016.
- [19] Christian Lucas, Jürgen Köhler, Andreas Schröder, and Christian Tischendorf. Experimentally validated CO<sub>2</sub> ejector operation characteristic used in a numerical investigation of ejector cycle. *International Journal of Refrigeration*, 36(3):881–891, May 2013.
- [20] Loui Lenggenhager. Effectiveness of ejectors in a CO<sub>2</sub> refrigeration system. Technical report, Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaft, August 2019.
- [21] National Institute of Standards and Technology. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), 2010.
- [22] Danfoss. How to design a transcritical CO<sub>2</sub> system with Multi Ejector Solution. Type CTM 6 High Pressure (HP) and Low Pressure (LP), May 2018.
- [23] Danfoss AG. Multi Ejector Solution for R744 (CO<sub>2</sub>) Type - CTM 6 HP, February 2018.
- [24] Hannes Fritschi. Maschinenuntersuchung Parallelverdichter bei CO<sub>2</sub>-Anlagen. Technical report, Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaft, July 2014.
- [25] Thomas Maurer. *Kältetechnik für Ingenieure*. VDE Verlag GmbH, Berlin, 2016.
- [26] Krzysztof Banasiak, Armin Hafner, Ekaterini Kriezi, Kenneth Madsen, Michael Birkelund, Kristian Fredslund, and Olsson Rickard. Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for r744 vapour compression units. *International Journal of Refrigeration*, 57:265–276, 2015.
- [27] Pei-Yu Yu, Kai-Hsiang Lin, Wei-Keng Lin, and Chi-Chuan Wang. Performance of a tube-in-tube CO<sub>2</sub> gas cooler. *International Journal of Refrigeration*, 35(7):2033–2038, November 2012.
- [28] Jian Min Yin, Clark W. Bullard, and Predrag S. Hrnjak. R-744 gas cooler model development and validation. *International Journal of Refrigeration*, 24(7):692–701, July 2001.
- [29] Zahid Ayub. Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. *Heat Transfer Engineering*, 24:3–16, September 2003.
- [30] Bernard Thonon. Design method for plate evaporators and condensers. *1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry*, 18:37–47, January 1995.
- [31] Alfa Laval. Gelöteter Plattenwärmeübertrager -Technische Spezifikation AXP52-50h-F, December 2012.

- [32] Volker Gnielinski. G1 Durchströmte Rohre. In *VDI-Wärmeatlas*, VDI-Buch, pages 785–792. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [33] Volker Gnielinski. G2 Wärmeübertragung im konzentrischen Ringspalt und im ebenen Spalt. In *VDI-Wärmeatlas*, VDI-Buch, pages 793–800. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [34] BITZER Kühlmaschinenbau GmbH. BITZER Software v6.10.2 rev2250.
- [35] Wolf. Dorin Software 19.03, 2018.
- [36] Andreas Möhlenkamp, Nicolas Lemke, and Jürgen Köhler. Nachhaltige Kälteerzeugung: Untersuchung der Energieeffizienz natürlicher Kältemittel in Transportkälteanlagen. page 146, September 2017.
- [37] Wolfgang Eifler, Eberhard Schlücker, Ulrich Spicher, and Gotthard Will. *Küttner Kolbenmaschinen*. Vieweg+Teubner.
- [38] Ricardo de Albuquerque Fiorenzano. *Untersuchung von Ejektor-Kälteanlagen beim Einsatz in tropischen Gebieten*. Cuvillier Verlag, Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag, Göttingen, 2011.
- [39] Christian Lucas. *Untersuchung der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO<sub>2</sub> Ejektoren*. Cuvillier Verlag, Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag, Göttingen, 2015.
- [40] Klaus Martin, Rene Reiberer, and Josef Hager. Modeling of Short Tube Orifices for CO<sub>2</sub>. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, (Paper 781):9, 2006.
- [41] Willi Bohl and Wolfgang Elmendorf. *Technische Strömungslehre*. Vogel Communications Group, Würzburg, 2008.
- [42] Christopher E. Brennen. *Fundamentals of multiphase flow*. Cambridge University Press, Cambridge [England]; New York, 2005.
- [43] The Math Works Inc. MATLAB, February 2018.
- [44] Clariant International LTD. Product Sheet Heat Transfer Fluids, June 2014.
- [45] Patrick Stähli. QM - einföhrung in die berechnung von messunsicherheiten.
- [46] KELLER AG für Druckmesstechnik. Highly precise (0,01%) pressure transmitters.
- [47] Endress+Hauser AG. Technische information proline promass 80f, 83f.
- [48] sawi Mess-und Regeltechnik AG. Produktkatalog 2019 - übersicht temeratorsensoren.
- [49] Camille Bauer AG. SINEAX m561 / m562 / m563 mit 1, 2 bzw. 3 analogausgängen - programmierbarer industrie-multi-messumformer.
- [50] National Instruments Corp. Operating instructions and specifcations NI 9203.
- [51] National Instruments Corp. Operating instructions and specifcations NI 9217.
- [52] Martin König and Stefan Rohrer. Die hohe kunst der berechnung von messunsicherheiten - stochastik, fehlerfortpflanzung und statistische datenanalyse.

## Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung eines Ejektors und prinzipieller Druck- und Geschwindigkeitsverlauf - in Anlehnung an CIZUNGU [13]	4
2.2	Zustandsänderung innerhalb eines Ejektors im log(p)-h-Diagramm	4
2.3	Durchströmung einer Blende [10]	6
2.4	Durchströmung einer Düse [10]	6
2.5	Drosselverlust bei Expansion	7
2.6	Analogiemodell des Ejektors zur Beschreibung des Wirkungsgrades	8
2.7	Prozess des Analogiemodells im p-h-Diagramm	9
2.8	Einstufiger Kältekreislauf [20]	10
2.9	Booster Kältekreislauf [20]	10
2.10	Kältekreislauf mit Parallelverdichtung [20]	11
2.11	Kältekreislauf mit Parallelverdichtung und Ejektor [20]	12
3.1	Anlagenschema der Versuchsanlage	14
3.2	Zeichnung Sauggasüberhitzer	15
3.3	Danfoss Multi-Ejektor-Block - rechts Schnittdarstellung mit 6 Ejektoren [22]	15
3.4	Hochdruck als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur bei Regelung nach optimalem COP	17
3.5	Schema - Berechnung Massenstromverhältnisse	18
4.1	Stoffeigenschaften von CO <sub>2</sub> vs Temperatur bei verschiedenen überkritischen Drücke - Stoffdaten generiert aus [21]	22
4.2	Schematisch Gaskühler und Temperaturverlauf entlang des Plattenwärmetauscher	23
4.3	Überprüfung des Gaskühler-Modells anhand Messdaten	24
4.4	Überprüfung des Sauggasüberhitzer-Modells anhand Messdaten	25
4.5	Liefergrad und Verdichtereffizienz des Hauptverdichters bei einer Frequenz von 30 Hz und 60 Hz, $T_0 = -5^\circ\text{C}$	27
4.6	Kennfeld des Liefergrads vom Parallel- und Hauptverdichter, $f = 50\text{ Hz}$	27
4.7	Kennfeld der Verdichtereffizienz vom Parallel- und Hauptverdichter, $f = 50\text{ Hz}$	28
4.8	Treibmassenstrom aufgetragen über dem Treibdüseneintrittsdruck für verschiedene Saugdüseneintrittsdrücke	29
4.9	Überprüfung des Treibmassenstrom - Modells	30
4.10	a) Kältemittelzustand beim engsten Treibdüsensuschnitt im p-h-Diagramm - b) Treibmassenstrom falls Ejektor 2 durchströmt wird	31
4.11	Berechnungsroutine der Systemmodellierung mit HPV	32
4.12	Berechnungsroutine der Systemmodellierung mit Multi-Ejektor-Block	33
4.13	Überprüfung des Kältekreislauf-Modells bezüglich $P_{el}$	33
4.14	Überprüfung des Kältekreislauf-Modells bezüglich $Q_0$	34
4.15	Überprüfung des Kältekreislauf-Modells bezüglich $COP$	34
5.1	Austrittszustand aus dem Multi-Ejektor-Block in Abhängigkeit des Mitteldrucks und der Ejektorwirkungsgrad	35
5.2	Dampfgehalt und Entrainment Ratio in Abhängigkeit des Mitteldrucks, $T_0 = -5^\circ\text{C}$ , $p_t = 85\text{ bar}$ und $T_t = 30^\circ\text{C}$	36
5.3	Grenzbereich - Simulationsergebnisse mit $\eta_{eje}=0.2$ , $T_0=-10^\circ\text{C}$	37
5.4	Grenzbereich - Simulationsergebnisse mit $\eta_{eje}=0.2$ , $T_0=-5^\circ\text{C}$	37
5.5	Grenzbereich - Simulationsergebnisse mit $\eta_{eje}=0.2$ , $T_0=0^\circ\text{C}$	38
6.1	Massenstrom durch den Hauptverdichter vs. Hochdruck	40
6.2	Ejektor Charakteristik abhängig vom Hochdruck und Druckerhöhung	41
6.3	Verdichtereffizienz $\eta_{Verd,PV}$ , $\eta_{Verd,PV}$ und $\eta_{Verd,Sy}$ für Test Case #1	42

6.4	Verdichtereffizienz $\eta_{Verd,PV}$ , $\eta_{Verd,PV}$ und $\eta_{Verd,Sy}$ für die HPV-Schaltung, $\dot{Q}_0 = 17$ kW und 19 kW . . . . .	43
6.5	COP vs. Temperatur sekundärseitig Gaskühlereintritt für den Test Case #1 . . .	43
6.6	COP vs. Temperatur sekundärseitig Gaskühlereintritt für den Test Case #2 . . .	44
6.7	COP vs. Temperatur sekundärseitig Gaskühlereintritt für den Test Case #3 . . .	44
6.8	Simulationsergebnisse des COPs bei identischen Verdichter kennfelder des Parallel- und Hauptverdichter vs Gaskühlereintrittstemperatur . . . . .	47
6.9	Simulationsergebnisse der relativen Änderung des COPs und der effektiven Verdichtereffizienz bei identischen Verdichter kennfelder des Parallel- und Hauptverdichter über der Gaskühlereintrittstemperatur: a) $\dot{Q}_0 = 17$ kW, $T_0 = -8$ °C, $p_m = 40$ bar; b) $\dot{Q}_0 = 17$ kW, $T_0 = -5$ °C, $p_m = 40$ bar; c) $\dot{Q}_0 = 17$ kW, $T_0 = -8$ °C, $p_m = 35$ bar; d) $\dot{Q}_0 = 22$ kW, $T_0 = -5$ °C, $p_m = 40$ bar . . . . .	47
A.1	Komplettes Anlagenschema . . . . .	ii
A.2	spezifische Wärmekapazität von Antifrogen N [44] . . . . .	iii
A.3	Wärmeleitfähigkeit von Antifrogen N [44] . . . . .	iii
A.4	Dichte von Antifrogen N [44] . . . . .	iv
A.5	kinematische Viskosität von Antifrogen N [44] . . . . .	v



## Tabellenverzeichnis

1.1	Ozonabbaupotential relativ zu R11 und Treibhauspotential relativ zu CO <sub>2</sub> (Zeithorizont 100 Jahre) gängiger Kältemittel [6] . . . . .	1
2.1	Klassifizierung Ejektor anhand Aggregatzustände nach BESAGNI, MEREU UND INZOLI [14] . . . . .	5
3.1	Parameter des Haupt- und Parallelverdichter . . . . .	15
3.2	Massenstrom durch die Treibdüse bei 90 bar und 35 °C [23] . . . . .	16
3.3	Anlagenkomponenten . . . . .	16
4.1	Gefittete Koeffizienten der Verdichterkenngrößen basierend auf Herstellerangaben	26
4.2	Durchmesser des Multi-Ejektor-Blocks im engsten Querschnitt . . . . .	30
5.1	Betriebsbedingungen der experimentellen Untersuchung für beide Schaltungsvarianten . . . . .	39
6.1	Test Case #1 - COP, Verdichtereffizienz $\Delta\eta_{\text{Verd,Sy}}$ , Kälteleistung $\dot{Q}_0$ , Hochdruck $p_h$ und Gaskühlereintrittstemperatur $T_{\text{HTF},1}$ . . . . .	43
6.2	Test Case #2 - COP, Verdichtereffizienz $\Delta\eta_{\text{Verd,Sy}}$ , Kälteleistung $\dot{Q}_0$ , Hochdruck $p_h$ und Gaskühlereintrittstemperatur $T_{\text{HTF},1}$ . . . . .	44
6.3	Test Case #3 - COP, Verdichtereffizienz $\Delta\eta_{\text{Verd,Sy}}$ , Kälteleistung $\dot{Q}_0$ , Hochdruck $p_h$ und Gaskühlereintrittstemperatur $T_{\text{HTF},1}$ . . . . .	45
A.1	Messwerte Test Case #1 mit HPV . . . . .	vii
A.2	Messwerte Test Case #1 mit Multi-Ejektor-Block . . . . .	vii
A.3	Messwerte Test Case #2 mit HPV . . . . .	viii
A.4	Messwerte Test Case #2 mit Multi-Ejektor-Block . . . . .	viii
A.5	Messwerte Test Case #3 mit HPV . . . . .	ix
A.6	Messwerte Test Case #3 mit Multi-Ejektor-Block . . . . .	ix
A.7	Messunsicherheit der Messaufnehmer . . . . .	x
A.8	Unsicherheitsbudget Druck $p_n$ . . . . .	xi
A.9	Unsicherheitsbudget Druck $p_m$ . . . . .	xi
A.10	Unsicherheitsbudget Temperatur $T_1$ . . . . .	xi
A.11	Unsicherheitsbudget Massenstrom $\dot{m}_V$ . . . . .	xi
A.12	Unsicherheitsbudget elektrische Leistungsaufnahme $P_{el,HV}$ . . . . .	xii
A.13	Unsicherheitsbudget elektrische Leistungsaufnahme $P_{el,PV}$ . . . . .	xii
A.14	Unsicherheitsbudget Kälteleistung $\dot{Q}_0$ . . . . .	xiii
A.15	Unsicherheitsbudget COP . . . . .	xiv

# A Anhang

## A.1 Originale Aufgabenstellung

Zürcher Hochschule  
für Angewandte Wissenschaften



**School of  
Engineering**

Institut für Energiesysteme  
und Fluid-Engineering

### Masterarbeit FS 2019 Energie- und Verfahrenstechnik

Klasse: MT16a	Studierende: Y. Biner
Dozentin/Dozent: Prof. Dr. F. Tilenkamp	Mitbetreuer: Industriepartner: Leplan AG, Scheco AG
Ausgabe der Aufgabe: 11. Februar 2019	Abgabetermin: tbd

#### Untersuchung der Wirksamkeit von Ejektoren in CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen

Bei CO<sub>2</sub>-Kältemaschinen stehen sogenannte Ejektoren als Einbauten zur Verfügung, die im Betrieb den Hauptverdichter entlasten und einen Teil der Verdichtungsarbeit an den Parallelkompressor verlagern sollen. Durch den geringeren Druck-Hub im Parallelkompressor soll dies zu einer Verbesserung der Performance führen. Die genauen Bedingungen, unter denen sich der Betrieb verbessert oder wann der Betrieb eines Ejektors nicht mehr sinnvoll erscheint, sind unklar.

#### Ziel der Arbeit

Im Rahmen der Masterarbeit sollen Untersuchungen an der CO<sub>2</sub>-Kältemaschine im IEFE Kälteprüfstand durchgeführt werden. Zu diesem Zweck wird ein Ejektor in die bestehende Anlage eingeplant und fachmännisch verbaut. Der Einfluss des Ejektors auf die Maschine soll bestimmt werden. In letzter Konsequenz soll die Frage geklärt werden, wann sich eine Ejektorschaltung gegenüber einer Standardschaltung finanziell lohnt.

#### Teilaufgaben

Konkret sollen die folgenden Untersuchungen durchgeführt werden:

- Literaturrecherche: Schaltung von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen mit und ohne Ejektor
- Grundlagen zur Funktion von Ejektoren
- Aufbau eines Simulationsmodells für den Ejektorbetrieb
- Definition von Test-Cases der Kältemaschine
- Experimentelle Untersuchungen und Interpretation der Ergebnisse

Literatur:

- [1]  
[2]

Die Ergebnisse der Projektarbeit sind in Form eines Berichtes, eines Fachartikels und zusammenfassend als Poster im Format DIN A0 festzuhalten. Es ist 1 Bericht gebunden in Papier und alle elektronischen Dokumente auf CD abzuliefern. Insbesondere Literaturquellen sind separat als Papierkopien zur Verfügung zu stellen. In allen Dokumentationen sind die CD-Vorschriften der ZHAW zu beachten. Es ist der angelegte Datenpool zu nutzen.

Zürcher Fachhochschule

## A.2 Komplettes Anlagenschema

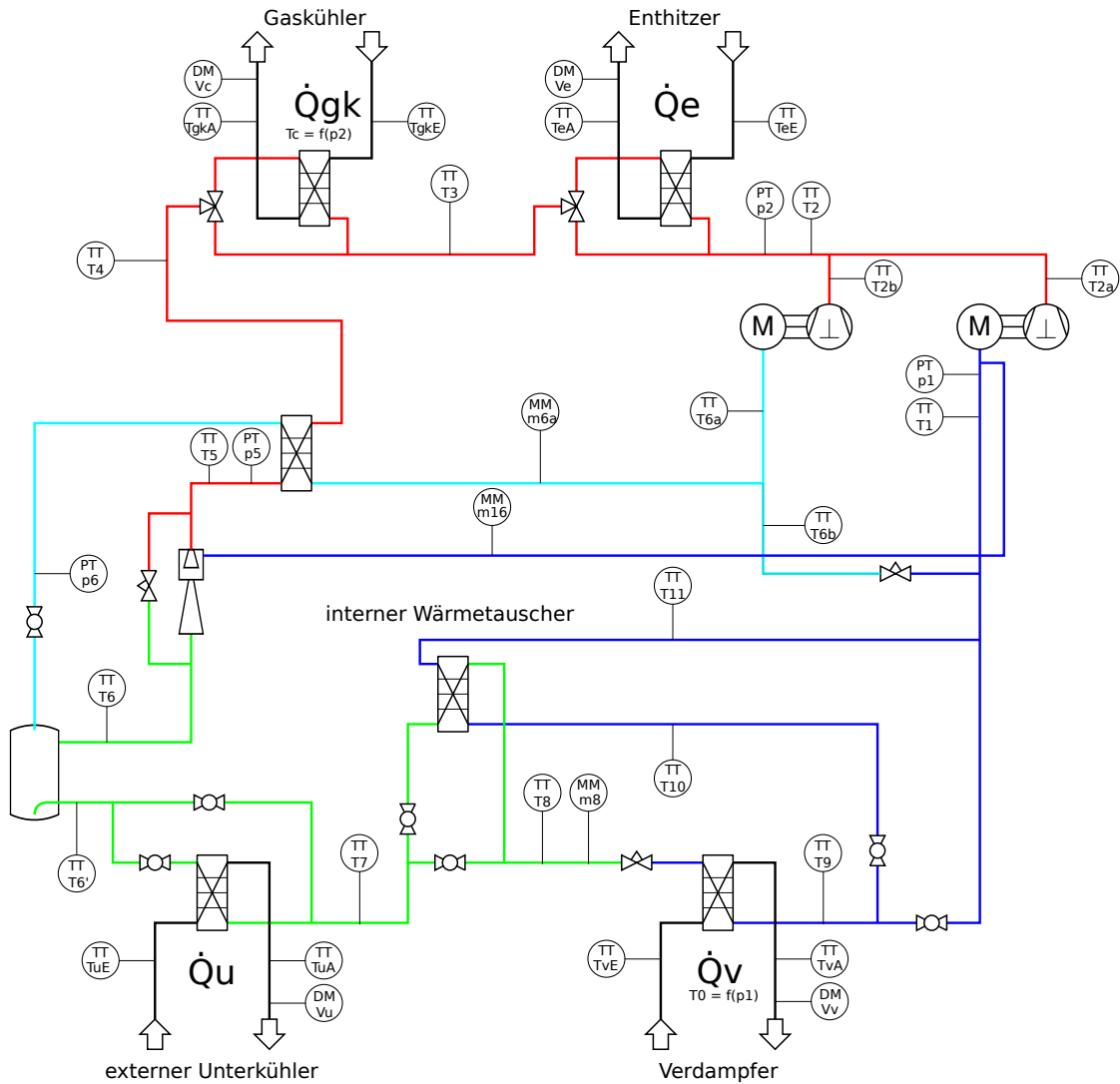


Abbildung A.1 – Komplettes Anlagenschema

## A.3 Stoffdaten HTF (Antifrogen)

Abbildung A.2 - A.5 zeigen Stoffdaten (spezifische Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Dichte und kinematische Viskosität) des sekundären Mediums in Abhängigkeit der Temperatur und dem prozentualen Volumenanteil von Wasser bei der Mischung. Zusätzlich mit den Messungen lässt sich sekundärseitig die Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe in den Kältekreislauf berechnen. Weitere Angaben können dem Datenblatt [44] entnommen werden.

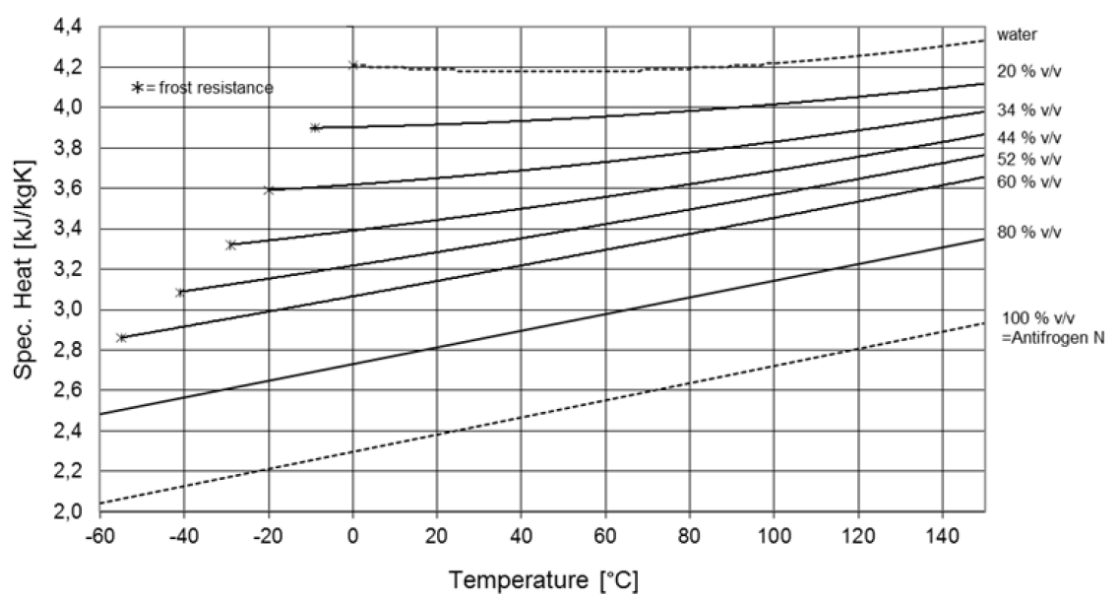


Abbildung A.2 – spezifische Wärmekapazität von Antifrogen N [44]

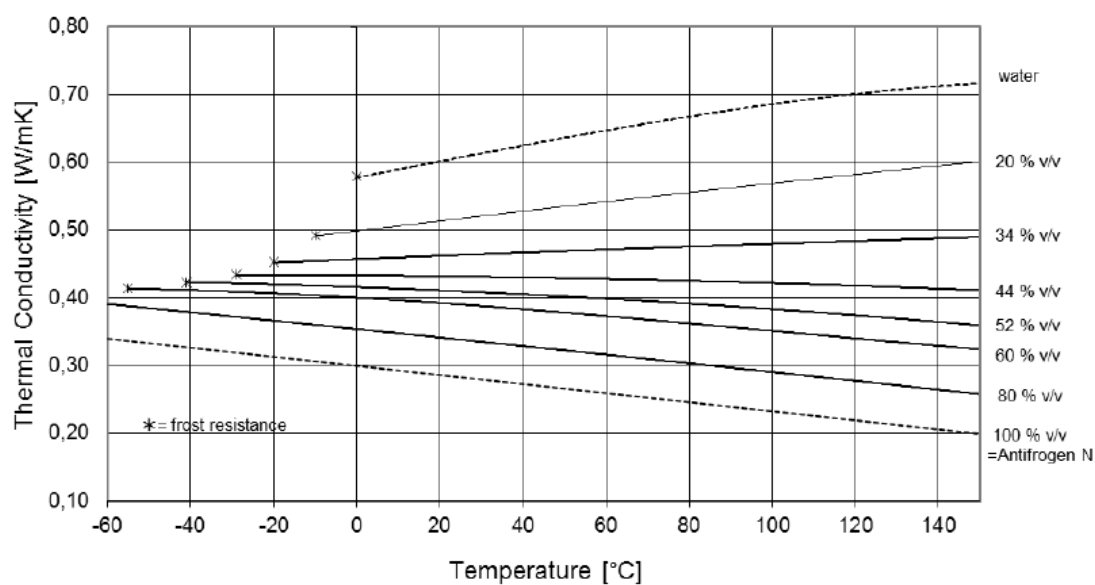


Abbildung A.3 – Wärmeleitfähigkeit von Antifrogen N [44]

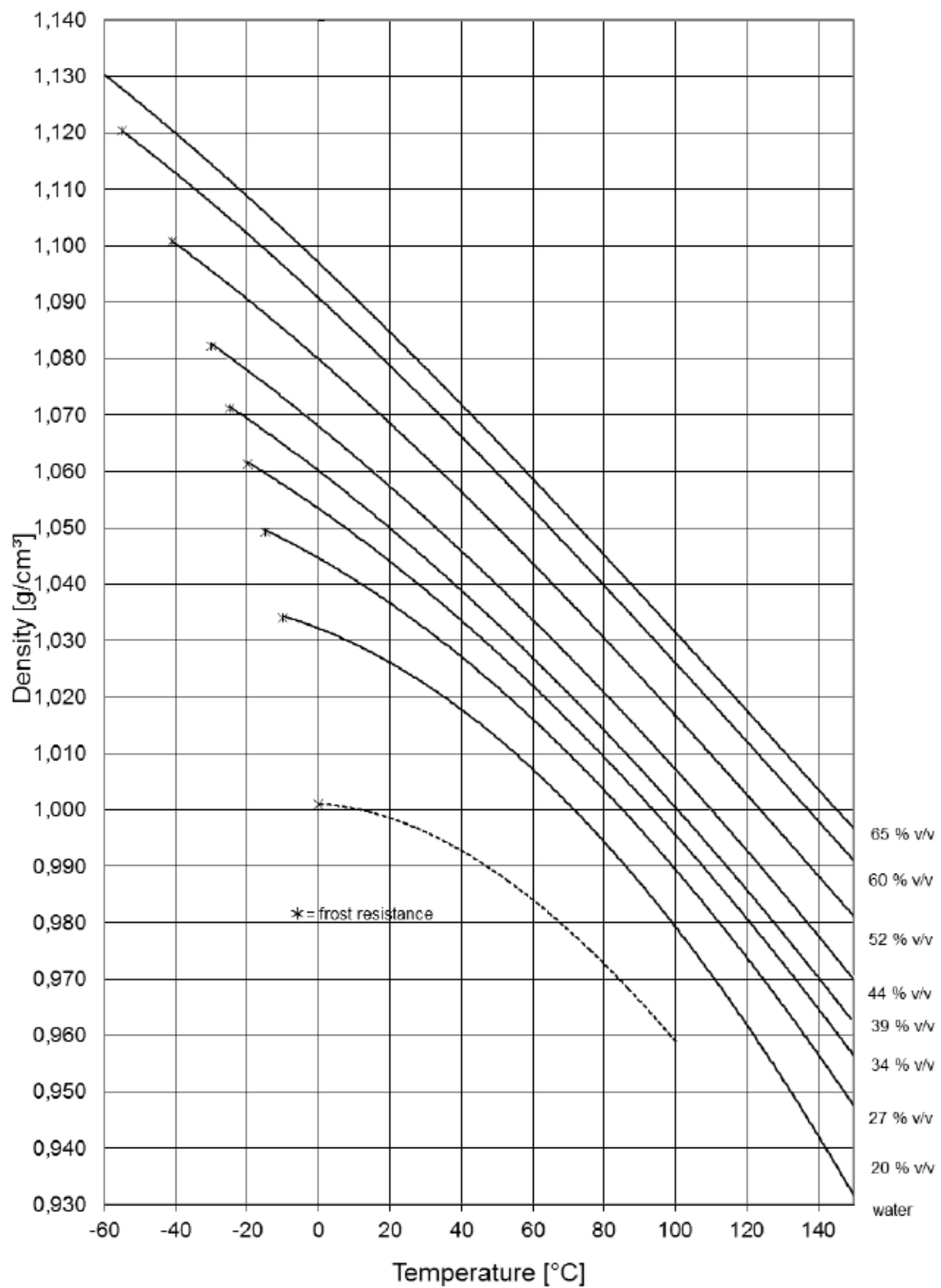


Abbildung A.4 – Dichte von Antifrogen N [44]

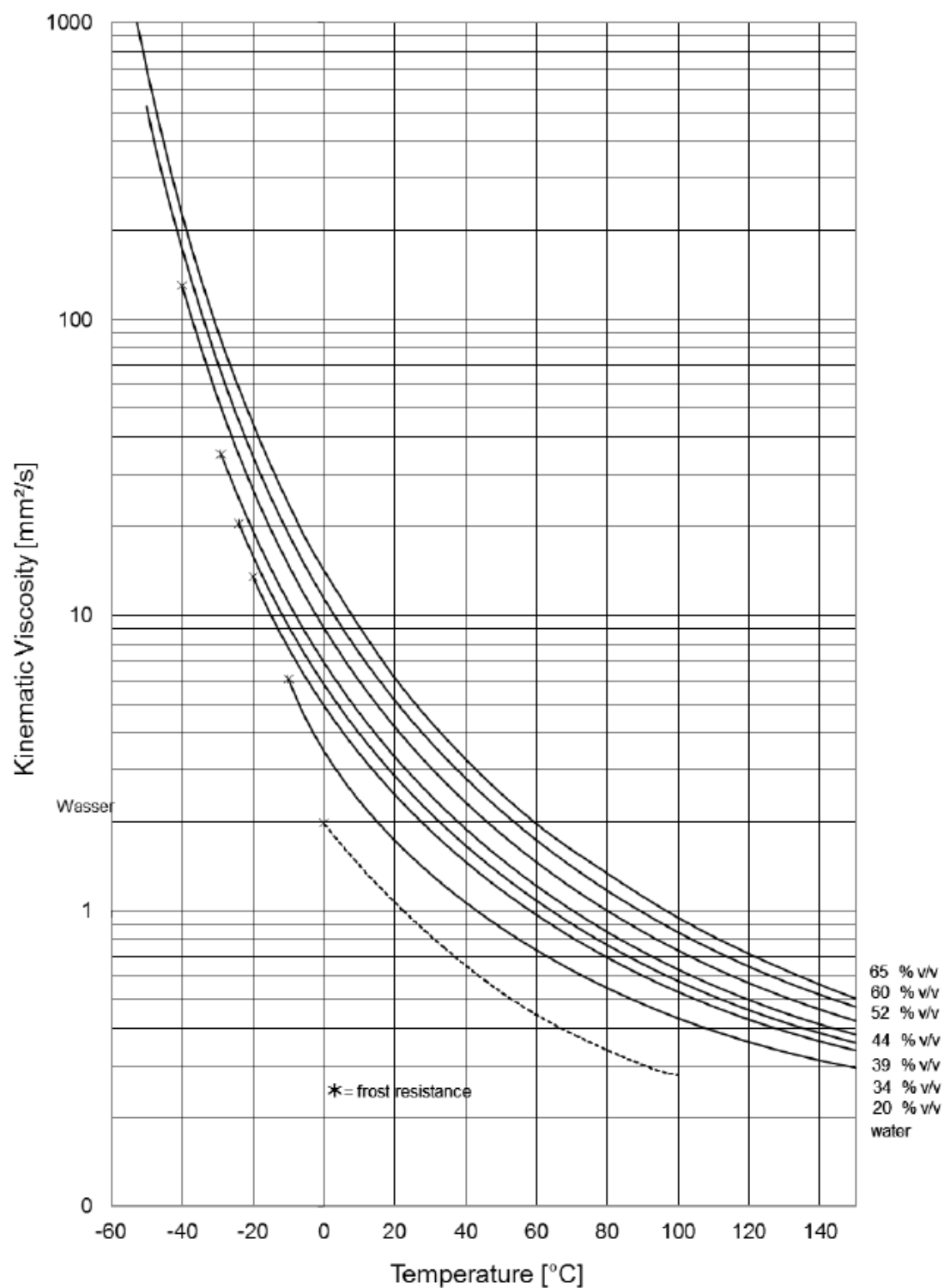


Abbildung A.5 – kinematische Viskosität von Antifrogen N [44]

#### A.4 Messdaten der Test Cases

In den folgenden Tabellen A.1 - A.6 sind gemittelten Messdaten relevanter Grössen der Test Cases gemäss Kapitel 5.3 aufgeführt. Die Frequenzen des Parallel- und Hauptverdichter werden nicht aufgezeichnet, zur Vollständigkeit trotzdem aufgeführt. Bei der experimentellen Untersuchung wurde die Drehzahl des Hauptverdichters je nach Kälteleistung eingerichtet und fixiert. Die Frequenz des Parallelverdichters regelt die Anlage und schwankte in einem Bereich von ca. 5 - 10 Hz. Daher sind diese Werte eher als Richtwerte zu verstehen. Die Indizierung bezieht sich auf das Anlagenschema in Abbildung 3.1. Die kompletten Messdaten sind auf dem beigefügten USB-Stick enthalten.

$T_{\text{HTF},1}$ [°C]	25.0	26.8	28.9
$p_1$ [bar]	30.7	30.5	30.4
$p_3$ [bar]	72.8	76.3	80.4
$p_5$ [bar]	72.6	76.1	80.3
$p_6$ [bar]	40.1	40.1	40.1
$T_1$ [°C]	6.3	6.0	5.9
$T_{2a}$ [°C]	84.9	89.0	94.9
$T_{2b}$ [°C]	76.4	78.8	84.2
$T_3$ [°C]	81.5	84.6	89.9
$T_4$ [°C]	25.3	27.1	29.1
$T_5$ [°C]	24.2	25.9	27.7
$T_{\text{HTF},2}$ [°C]	30.3	32.1	34.3
$T_{\text{HTF},3}$ [°C]	5.1	4.5	4.4
$T_{\text{HTF},4}$ [°C]	1.9	1.3	1.2
$\dot{V}_{\text{HTF,GK}}$ [l/min]	63.7	63.9	64.4
$\dot{V}_{\text{HTF,V}}$ [l/min]	82.3	82.3	82.3
$\dot{m}_{\text{PV}}$ [kg/h]	81.6	90.5	100.0
$\dot{m}_{\text{V}}$ [kg/h]	264.0	261.2	259.5
$P_{\text{el,PV}}$ [kW]	1.04	1.24	1.50
$P_{\text{el,HV}}$ [kW]	4.42	4.71	4.96
$\dot{Q}_0$ [kW]	17.1	16.8	16.7
$f_{\text{HV}}$ [Hz]	33.5	33.8	34.5
$f_{\text{PV}}$ [Hz]	47	52	59

**Tabelle A.1** – Messwerte Test Case #1 mit HPV

$T_{\text{HTF},1}$ [°C]	25.2	26.9	28.9
$p_1$ [bar]	30.5	30.5	30.5
$p_3$ [bar]	72.7	76.4	80.3
$p_5$ [bar]	72.6	76.2	80.1
$p_6$ [bar]	40.1	40.3	40.7
$T_1$ [°C]	6.0	6.3	6.2
$T_{2a}$ [°C]	85.3	90.5	96.0
$T_{2b}$ [°C]	74.1	78.4	83.3
$T_3$ [°C]	80.4	84.1	88.7
$T_4$ [°C]	25.6	27.2	29.2
$T_5$ [°C]	24.2	25.4	27.2
$T_{\text{HTF},2}$ [°C]	30.5	32.3	34.4
$T_{\text{HTF},3}$ [°C]	4.5	4.5	4.5
$T_{\text{HTF},4}$ [°C]	1.3	1.4	1.3
$\dot{V}_{\text{HTF,GK}}$ [l/min]	63.7	64.0	64.2
$\dot{V}_{\text{HTF,V}}$ [l/min]	82.2	81.7	81.6
$\dot{m}_{\text{PV}}$ [kg/h]	110.4	133.3	154.2
$\dot{m}_{\text{V}}$ [kg/h]	263.6	265.1	266.1
$P_{\text{el,PV}}$ [kW]	1.38	1.82	2.25
$P_{\text{el,HV}}$ [kW]	4.08	4.19	4.43
$\dot{Q}_0$ [kW]	17.2	16.9	17.1
$f_{\text{HV}}$ [Hz]	31.0	30.0	30.0
$f_{\text{PV}}$ [Hz]	61	73	85

**Tabelle A.2** – Messwerte Test Case #1 mit Multi-Ejektor-Block



$T_{\text{HTF},1}$ [°C]	24.2	25.8	28.1	29.5	31.9
$p_1$ [bar]	30.5	30.4	30.6	30.4	30.5
$p_3$ [bar]	70.7	74.5	78.2	83.0	86.7
$p_5$ [bar]	70.5	74.3	78.1	82.8	86.5
$p_6$ [bar]	42.7	42.2	42.3	42.2	42.4
$T_1$ [°C]	6.1	5.8	6.1	6.0	6.1
$T_{2a}$ [°C]	80.8	86.0	90.9	98.1	102.8
$T_{2b}$ [°C]	76.4	76.8	78.8	81.0	84.2
$T_3$ [°C]	76.1	80.7	85.2	92.0	96.1
$T_4$ [°C]	25.3	26.2	28.3	29.8	32.1
$T_5$ [°C]	24.4	25.2	27.1	28.5	30.5
$T_{\text{HTF},2}$ [°C]	29.5	31.2	33.3	35.0	37.4
$T_{\text{HTF},3}$ [°C]	4.7	4.2	4.5	4.2	4.6
$T_{\text{HTF},4}$ [°C]	1.5	1.1	1.4	1.1	1.5
$\dot{V}_{\text{HTF,GK}}$ [l/min]	63.7	63.7	63.7	63.7	64.4
$\dot{V}_{\text{HTF,V}}$ [l/min]	82.3	82.4	82.4	82.2	82.6
$\dot{m}_{\text{PV}}$ [kg/h]	76.6	81.7	87.4	95.3	114.1
$\dot{m}_V$ [kg/h]	268.2	260.6	259.8	265.1	264.0
$P_{\text{el,PV}}$ [kW]	0.84	0.99	1.13	1.37	1.72
$P_{\text{el,HV}}$ [kW]	4.34	4.59	4.81	5.32	5.65
$\dot{Q}_0$ [kW]	17.2	16.9	16.6	17.0	16.9
$f_{\text{HV}}$ [Hz]	34.2	34.2	34.2	36.0	36.5
$f_{\text{PV}}$ [Hz]	38.5	43	46	52	63

Tabelle A.3 – Messwerte Test Case #2 mit HPV

$T_{\text{HTF},1}$ [°C]	24.1	26.1	28.2	29.8	31.9
$p_1$ [bar]	30.5	30.6	30.6	30.3	30.4
$p_3$ [bar]	70.8	74.4	77.9	82.3	86.8
$p_5$ [bar]	70.6	74.2	77.7	82.1	86.7
$p_6$ [bar]	42.3	42.3	42.3	42.4	42.3
$T_1$ [°C]	6.1	6.1	6.0	5.8	5.9
$T_{2a}$ [°C]	81.1	85.6	90.4	97.4	105.4
$T_{2b}$ [°C]	74.1	75.5	78.4	82.1	83.3
$T_3$ [°C]	76.5	80.4	84.4	90.1	96.1
$T_4$ [°C]	25.1	26.6	28.5	30.1	32.0
$T_5$ [°C]	24.1	25.5	27.3	28.5	29.8
$T_{\text{HTF},2}$ [°C]	29.4	31.4	33.4	35.3	37.4
$T_{\text{HTF},3}$ [°C]	4.7	4.8	4.5	4.3	4.4
$T_{\text{HTF},4}$ [°C]	1.4	1.6	1.4	1.1	1.2
$\dot{V}_{\text{HTF,GK}}$ [l/min]	63.6	63.6	64.0	64.1	64.2
$\dot{V}_{\text{HTF,V}}$ [l/min]	82.0	82.0	82.1	82.0	82.1
$\dot{m}_{\text{PV}}$ [kg/h]	77.2	82.5	93.7	123.4	157.7
$\dot{m}_V$ [kg/h]	265.1	263.0	259.5	266.2	262.9
$P_{\text{el,PV}}$ [kW]	0.88	1.00	1.19	1.70	2.40
$P_{\text{el,HV}}$ [kW]	4.29	4.54	4.78	4.97	4.94
$\dot{Q}_0$ [kW]	17.1	16.9	16.7	17.2	16.9
$f_{\text{HV}}$ [Hz]	34.0	34.0	34.0	34.0	31.5
$f_{\text{PV}}$ [Hz]	40	44	50	65	85

Tabelle A.4 – Messwerte Test Case #2 mit Multi-Ejektor-Block

$T_{\text{HTF},1}$ [°C]	23.8	26.0	27.8	30.2
$p_1$ [bar]	30.5	30.4	30.4	30.5
$p_3$ [bar]	70.5	74.3	78.3	82.7
$p_5$ [bar]	70.3	74.1	78.1	82.4
$p_6$ [bar]	42.4	42.5	42.4	42.7
$T_1$ [°C]	5.5	5.4	5.5	5.5
$T_{2a}$ [°C]	79.7	84.6	90.2	95.9
$T_{2b}$ [°C]	65.2	69.8	75.4	81.3
$T_3$ [°C]	73.6	77.6	82.6	87.6
$T_4$ [°C]	25.4	26.7	28.2	30.6
$T_5$ [°C]	24.5	25.8	27.0	29.2
$T_{\text{HTF},2}$ [°C]	29.6	31.8	33.7	36.2
$T_{\text{HTF},3}$ [°C]	4.6	4.2	4.5	4.4
$T_{\text{HTF},4}$ [°C]	0.9	0.7	0.9	0.9
$\dot{V}_{\text{HTF,GK}}$ [l/min]	63.3	63.7	63.7	63.9
$\dot{V}_{\text{HTF,V}}$ [l/min]	82.2	82.4	82.2	82.2
$\dot{m}_{\text{PV}}$ [kg/h]	81.7	88.8	97.3	115.4
$\dot{m}_{\text{V}}$ [kg/h]	304.9	297.8	299.7	298.6
$P_{\text{el,PV}}$ [kW]	0.88	1.04	1.24	1.59
$P_{\text{el,HV}}$ [kW]	4.70	5.02	5.43	5.68
$\dot{Q}_0$ [kW]	19.4	18.9	19.1	19.0
$f_{\text{HV}}$ [Hz]	37.6	37.6	38.7	39.3
$f_{\text{PV}}$ [Hz]	-	45	50	60

Tabelle A.5 – Messwerte Test Case #3 mit HPV

$T_{\text{HTF},1}$ [°C]	23.6	26.1	27.8	30.0
$p_1$ [bar]	30.3	30.2	30.3	30.3
$p_3$ [bar]	70.7	74.7	78.6	82.6
$p_5$ [bar]	70.5	74.5	78.4	82.4
$p_6$ [bar]	42.2	42.3	42.4	42.4
$T_1$ [°C]	5.2	5.4	5.4	5.3
$T_{2a}$ [°C]	80.7	87.1	91.9	96.9
$T_{2b}$ [°C]	66.7	72.2	77.5	82.7
$T_3$ [°C]	74.2	80.1	84.3	87.9
$T_4$ [°C]	25.1	26.8	28.2	30.4
$T_5$ [°C]	24.1	25.7	26.9	28.7
$T_{\text{HTF},2}$ [°C]	29.7	32.0	33.8	36.1
$T_{\text{HTF},3}$ [°C]	4.2	4.2	4.5	4.2
$T_{\text{HTF},4}$ [°C]	0.6	0.5	0.8	0.5
$\dot{V}_{\text{HTF,GK}}$ [l/min]	63.3	63.6	63.7	63.9
$\dot{V}_{\text{HTF,V}}$ [l/min]	82.3	80.2	80.5	80.4
$\dot{m}_{\text{PV}}$ [kg/h]	94.3	89.4	103.8	137.6
$\dot{m}_{\text{V}}$ [kg/h]	294.5	298.6	292.4	295.9
$P_{\text{el,PV}}$ [kW]	1.02	1.06	1.32	1.93
$P_{\text{el,HV}}$ [kW]	4.78	5.15	5.47	5.54
$\dot{Q}_0$ [kW]	19.1	19.1	19.0	19.1
$f_{\text{HV}}$ [Hz]	37.6	38.5	38.5	37.2
$f_{\text{PV}}$ [Hz]	45	48	55	75

Tabelle A.6 – Messwerte Test Case #3 mit Multi-Ejektor-Block

### A.5 Messunsicherheit

Nachfolgend wird die Berechnung der Messunsicherheit für den COP dargestellt, basierend auf [45]. Das Messmodell inklusive Unsicherheitsquellen der Druckmessung ist in Gleichung A.1 aufgeführt. Es werden Unsicherheiten vom Drucktransmitter PA33X, Stromeingangsmodul NI-9203 (Messsignal 4-20 mA) und die Auflösung als Fehlerquellen identifiziert. Temperatureinflüsse werden mathematisch kompensiert. Für Nieder- und Mitteldruck ist der Messbereich von 0-100 bar, bei der Hochdruckmessung von 0-120 bar. Messunsicherheiten der Komponenten gemäss Herstellerangaben sind in Tabelle A.7 zusammengefasst.

$$p = p_{\text{Messung}} + \delta I_{NI} k_p + \delta_{\text{Sensor}} + \delta_{\text{Auflösung}} \quad (\text{A.1})$$

Gleichung A.2 beschreibt das Messmodell für die Temperaturmessung. Die Temperatur wird mit PT100-Sensoren in 4-Leitertechnik gemessen. NI-9217 wird als Temperaturmessmodul zur Weiterverarbeitung und Auswertung verwendet.

$$T = T_{\text{Messung}} + \delta I_{NI} + \delta_{\text{Sensor}} \quad (\text{A.2})$$

Das Messmodell für die Massenstrommessung zeigt Gleichung A.3. Coriolis Durchflussmessgeräte messen die Massenströme  $\dot{m}_V$  (Bereich 0 - 1000 kg/h) durch den Verdampfer und Flash Gas, welches der Parallelverdichter ansaugt  $\dot{m}_{PV}$  (Bereich 0 - 500 kg/h).

$$\dot{m} = \dot{m}_{\text{Messung}} + \delta I_{NI} k_p + \delta_{\text{Sensor}} + \delta_{\text{Wiederholbarkeit}} + \delta_{\text{Stromausgang}} k_p \quad (\text{A.3})$$

Die elektrische Leistungsaufnahme des Parallelverdichter (0 - 4 kW) und Hauptverdichter (0 - 15 kW) wird mit Messgerät SINEAX M562 gemessen. Gleichung A.4 zeigt das Messmodell der Leistungsmessung.

$$P_{el} = P_{el, \text{Messung}} + \delta I_{NI} k_p + \delta_{\text{Sensor}} k_p \quad (\text{A.4})$$

Komponente	Typ	Fehler
Drucktransmitter	PA-33X	$\pm 0.15 \% \text{ v.E.}, \pm 0.002 \% \text{ v.E.}$ [46]
Durchflussmessgerät	Promass 83F08	$\pm 0.10 \% \text{ v.M.}, \pm 0.05 \% \text{ v.M.}, \pm 0.05 \% \text{ v.E.}$ (Stromausgang)[47]
Temperatursensor	SW132	$\pm (0.15 \text{ }^\circ\text{C} + 0.002 \text{ v.M. } ^\circ\text{C})$ [48]
Leistungsaufnahme	SINEAX M562	$\pm 0.5 \% \text{ v.E.}$ [49]
Stromeingangsmodul	NI-9203	$\pm 0.49 \% \text{ v.M.}, \pm 0.46 \% \text{ v.E.}$ [50]
Temperaturmessmodul	NI-9217	$\pm 0.15 \text{ }^\circ\text{C}$ [51]

v.M. = vom Messwert, v.E. = vom Endwert

**Tabelle A.7** – Messunsicherheit der Messaufnehmer

Die Unsicherheit der einzelnen Einflussfaktoren auf die Messgrösse wird in den Tabellen A.8 - A.13 budgetiert, beispielhaft gezeigt für den Test Case 1 mit Multi-Ejektor-Schaltung und  $T_{HTF,1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Sind keine Angaben zur Verteilung bekannt (z.B.  $\pm$  - Angaben von Datenblätter) muss eine Rechteckverteilung angenommen werden. Diese hat auf dem Intervall  $[-a, +a]$  eine konstante Wahrscheinlichkeitsdichte. Die Standardunsicherheit berechnet sich mit dem Intervallendwert geteilt durch  $\sqrt{3}$ . Die angegebene erweiterte Messunsicherheit ist die Standardunsicherheit der Messung multipliziert mit einem Erweiterungsfaktor von  $k = 2$ , was für eine Normalverteilung einem Vertrauensniveau von ca. 95 % entspricht.

Grösse	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$x_i$					
$p_{Messung}$	Normal	1	2.2 %	30.52 bar	0.078 bar
$\delta I_{NI}$	Rechteck	6.25 bar/mA	95.1 %	0	0.082 mA
$\delta_{Sensor}$	Rechteck	1	2.7 %	0	0.087 bar
$\delta_{Auflösung}$	Rechteck	1	0.0 %	0	0.001 bar
Erwartungswert: $E(p_n) = 30.5$ bar					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(p_n) = 0.53$ bar					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(p_n) = 1.05$ bar					

Tabelle A.8 – Unsicherheitsbudget Druck  $p_n$ 

Grösse	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$x_i$					
$p_{Messung}$	Normal	1	5.8 %	40.15 bar	0.136 bar
$\delta I_{NI}$	Rechteck	6.25 bar/mA	91.9 %	0	0.087 mA
$\delta_{Sensor}$	Rechteck	1	2.4 %	0	0.087 bar
$\delta_{Auflösung}$	Rechteck	1	0.0 %	0	0.001 bar
Erwartungswert: $E(p_n) = 40.2$ bar					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(p_n) = 0.56$ bar					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(p_n) = 1.13$ bar					

Tabelle A.9 – Unsicherheitsbudget Druck  $p_m$ 

Grösse	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$x_i$					
$T_{Messung}$	Normal	1	5.1 %	4.66 °C	0.03 °C
$\delta I_{NI}$	Rechteck	1	44.6 %	0	0.087 °C
$\delta_{Sensor}$	Rechteck	1	50.3 %	0	0.092 °C
Erwartungswert: $E(T_1) = 4.7$ °C					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(T_1) = 0.13$ °C					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(T_1) = 0.26$ °C					

Tabelle A.10 – Unsicherheitsbudget Temperatur  $T_1$ 

Grösse	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$x_i$					
$\dot{m}_{Messung}$	Normal	1	60.1 %	263.60 kg/h	6.16 kg/h
$\delta I_{NI}$	Rechteck	62.5 kg/h	39.9 %	0	0.080 mA
$\delta_{Sensor}$	Rechteck	1	0.0 %	0	0.15 kg/s
$\delta_{Wiederhol.}$	Rechteck	1	0.0 %	0	0.08 kg/s
$\delta_{Stromausgang}$	Rechteck	62.5	0.0 %	0	0.002 mA
Erwartungswert: $E(\dot{m}_V) = 263.6$ kg/h					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(\dot{m}_V) = 7.9$ kg/h					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(\dot{m}_V) = 15.9$ kg/h					

Tabelle A.11 – Unsicherheitsbudget Massenstrom  $\dot{m}_V$

Grösse $x_i$	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$P_{el,HV,Messung}$	Normal	1	55.0 %	4.08 kW	0.10 kW
$\delta I_{NI}$	Rechteck	0.9375 kW/mA	29.8 %	0	0.081 mA
$\delta_{Sensor}$	Rechteck	0.9375 kW/mA	15.2 %	0	0.058 mA
Erwartungswert: $E(P_{el,HV}) = 4.1 \text{ kW}$					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(P_{el,HV}) = 0.14 \text{ kW}$					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(P_{el,HV}) = 0.28 \text{ kW}$					

Tabelle A.12 – Unsicherheitsbudget elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el,HV}$ 

Grösse $x_i$	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$P_{el,HV,Messung}$	Normal	1	58.9 %	1.38 kW	0.03 kW
$\delta I_{NI}$	Rechteck	0.25 kW/mA	27.9 %	0	0.084 mA
$\delta_{Sensor}$	Rechteck	0.25 kW/mA	13.2 %	0	0.058 mA
Erwartungswert: $E(P_{el,PV}) = 1.4 \text{ kW}$					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(P_{el,PV}) = 0.04 \text{ kW}$					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(P_{el,PV}) = 0.08 \text{ kW}$					

Tabelle A.13 – Unsicherheitsbudget elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el,PV}$

Die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  wird mit dem Massenstrom  $\dot{m}_V$  und der Enthalpiedifferenz  $h_1 - h_{6a}$  mit  $h_{6a} = h_{6'}(p_m)$  gebildet (Gleichung A.5).

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_V (h_1 - h_{6a}) = f(\dot{m}_V, p_m, p_n, T_1) \quad (\text{A.5})$$

Ist es nicht möglich die partiellen Ableitungen (Sensitivitätskoeffizient  $c(x_i)$ ) analytisch zu bilden, z.B. wenn Stoffdaten aus Tabellenwerken oder Stoffdatenbanken bezogen werden, können die Ableitungen numerisch gebildet werden [52]. Dafür wird der zentrale Differenzenquotient verwendet (Gleichung A.6 - A.8).

$$\frac{\partial \dot{Q}_0}{\partial p_m} = \dot{m}_V \frac{[h_1(p_n, T_1) - h_{6a}(p_m + h)] - [h_1(p_n, T_1) - h_{6a}(p_m - h)]}{2h} \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_0}{\partial p_n} = \dot{m}_V \frac{[h_1(p_n + h, T_1) - h_{6a}(p_m)] - [h_1(p_n - h, T_1) - h_{6a}(p_m)]}{2h} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_0}{\partial T_1} = \dot{m}_V \frac{[h_1(p_n, T_1 + h) - h_{6a}(p_m)] - [h_1(p_n, T_1 - h) - h_{6a}(p_m)]}{2h} \quad (\text{A.8})$$

Tabelle A.14 zeigt das Unsicherheitsbudget für die Kälteleistung. Erwartungswert ist 17.2 kW und eine erweiterte Messunsicherheit von 1.07 kW. Den grössten Beitrag zur Unsicherheit kommt vom Massenstrom  $\dot{m}_V$  (94.3 %). Dabei fallen etwa 60 % auf  $\dot{m}_{Messung}$  und 40 % auf das Stromeingangsmodul NI-9203, vgl. Tabelle A.11. Das Unsicherheitsbudget für den COP zeigt Tabelle A.15. Den grössten Einfluss haben dabei die Leistung des Hauptverdichters und die Kälteleistung. Gründe für die grosse Unsicherheit können den Schwankungen der Messgrössen und dem Stromeingangsmodul NI-9217 zugeschrieben werden. Die Überprüfung der NI-Karte wurde versäumt, daher müssen Herstellerdaten für unkalibrierte NI-9203 verwendet werden (siehe Tabelle ??). Messgrössen der Test Cases für  $\dot{m}_V$ ,  $P_{el,HV}$  und  $P_{el,PV}$  sind im unteren Messbereich, z.B. für das gezeigte Beispiel  $\dot{m}_V \approx 26$  %,  $P_{el,HV} \approx 27$  % und  $P_{el,PV} \approx 35$  % vom Maximalwert, was den relativen Offset Fehler erhöht.

Grösse $x_i$	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$\dot{m}_V$	Normal	234.2 kJ/kg	94.3 %	263.60 kg/h	6.16 kg/h
$p_m$	Normal	-0.184 kW	3.8 %	40.2 bar	0.565 bar
$p_n$	Normal	-0.138 kW	1.9 %	30.5 bar	0.527 bar
$T_1$	Normal	0.102 kW	0.1 %	4.6 °C	0.13 °C
Erwartungswert: $E(\dot{Q}_0) = 17.2$ kW					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(\dot{Q}_0) = 0.53$ kW					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(\dot{Q}_0) = 1.07$ kW					

**Tabelle A.14** – Unsicherheitsbudget Kälteleistung  $\dot{Q}_0$

Grösse $x_i$	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient $c(x_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i}$	Rel. Unsicher- heitsbeitrag $\frac{c(x_i)^2 u(x_i)^2}{\sum c(x_i)^2 u(x_i)^2}$	Erwartungs- wert $E(x_i)$	Standard- unsicherheit $u(x_i)$
$\dot{Q}_0$	Normal	0.2 kW	58.0 %	17.2 kW	0.53 kW
$P_{el,HV}$	Normal	-0.577 1/kW	38.9 %	4.1 kW	0.14 kW
$P_{el,PV}$	Normal	-0.577 1/kW	3.2 %	1.4 kW	0.04 kW
Erwartungswert: $E(COP) = 3.15$					
Kombinierte Standardunsicherheit: $u(COP) = 0.13$					
Erweiterte Standardunsicherheit: $U(COP) = 0.26$					

Tabelle A.15 – Unsicherheitsbudget COP